

THÈSES

Présentées à la

FACULTÉ DES SCIENCES DE NANCY

Pour l'obtention du grade

de

DOCTEUR-INGÉNIEUR

Par

Roland JULOU

Ingénieur E.N.S.C.T.

Licencié ès sciences physiques

Première Thèse :

«ÉTUDE D'UN CONDENSEUR ROTATIF A BOULETS»

Deuxième Thèse :

«DÉCOMPOSITION CATALYTIQUE DU MONOXYDE DE CARBONE»

Soutenues le Avril 1965 devant la Commission d'Examen

MEMBRES DU JURY

MM. X. DUVAL

PRÉSIDENT

P. LE GOFF

EXAMINATEUR

J. GOSSE

EXAMINATEUR



THÈSES

Présentées à la
FACULTÉ DES SCIENCES DE NANCY

Pour l'obtention du grade
de

DOCTEUR-INGÉNIEUR

Par

Roland JULOU

Ingénieur E.N.S.C.T.

Licencié ès sciences physiques

Première Thèse :

«ÉTUDE D'UN CONDENSEUR ROTATIF A BOULETS»

Deuxième Thèse :

«DÉCOMPOSITION CATALYTIQUE DU MONOXYDE DE CARBONE»

Soutenues le Avril 1965 devant la Commission d'Examen

MEMBRES DU JURY

MM. X. DUVAL

PRÉSIDENT

P. LE GOFF

EXAMINATEUR

J. GOSSE

EXAMINATEUR

THESES
Présentées à la
FACULTÉ DES SCIENCES DE NANCY
Pour l'obtention du grade
de
DOCTEUR-INGÉNIEUR
Par
Monsieur J. B. B.
Né le 10 Mars 1891 à
FECAMP (Seine-Inférieure)
Présentée par
Monsieur J. B. B.
Défenseur
Monsieur J. B. B.
Président de la Commission d'examen

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41551914_0032

UNIVERSITE DE NANCY - FACULTE DES SCIENCES
=====

Doyen : M. AUBRY

Assesseur : M. GAY

Doyens honoraires : MM. CORNUBERT - DELSARTE - URION - ROUBAULT.

Professeurs honoraires : MM. CROZE - RAYBAUD - LAFFITTE - LERAY - JOLY -
LAPORTE - EICHHORN - GODEMENT - DUBREIL - L. SCHWARTZ - DIEUDONNE -
de MALLEMANN - LONGCHAMBON - LETORT - DODE - GAUTHIER - GOUDET - OLMER -
CORNUBERT - CHAPELLE - GUERIN - CHEVALLIER - WAHL.

Maîtres de conférences honoraires : LIENHART - PIERRET.

PROFESSEURS

MM.			
URION	Chimie biologique	MALAPRADE	Chimie
DELSARTE	Analyse supérieure	HADNI	Physique
ROUBAULT	Géologie	BONVALET	Mécanique physique
VEILLET	Biologie animale	KERN	Minéralogie
BARRIOL	Chimie théorique	BASTICK	Chimie
BIZETTE	Physique	DUCHAUFOUR	Pédologie
GUILLIEN	Electronique	NEEL	Chimie ind. organique
GIBERT	Chimie physique	GARNIER	Agronomie
LEGRAS	Mécanique rationnelle	WEPPE	Minéralogie appliquée
BOLFA	Minéralogie	BERNARD	Géologie appliquée
NICLAUSE	Chimie	CHAMPIER	Physique
FAIVRE	Physique appliquée	REGNIER	Physico-chimie
AUBRY	Chimie minérale	GAY	Chimie-biologique
DUVAL	Chimie	WERNER	Botanique
COPPENS	Radiogéologie	CONDE	Zoologie
FRUHLING	Physique	STEPHAN	Zoologie
SUHNER	Physique expérimentale	EYMAR	Cal. Dif. et Intégral
HILLY	Géologie	LEVISALLES	Chimie organique
LE GOFF	Génie Chimique	CAPELLE	Mécanique rationnelle
CHAPON	Chimie biologique	MANGENOT	Botanique
HEROLD	Chimie industrielle	Mme HERVE	M.M.P.
SCHWARTZ	Exploit. minière		
GAYET	Physiologie		

MAITRES DE CONFERENCES ET PROFESSEURS SANS CHAIRE

MM.			
GOSSE	Mécanique physique	FELDEN	Phys. Théorique et Nucl.
ROCCI	Géologie	FLECHON	M.P.C.
VUILLAUME	Psychophysiologie	VIGNES	Physique (Mines)
Mme BASTICK	Chimie M.P.C. Epinal	Mle HUET	Math. (S.P.C.N.)
GUDEFIN	Physique	DEVIOT	Physique du solide
HORN	Physique	BLAZY	Minéralogie Appl. (Géol.)
FRENTZ	Biologie animale	BALESSENT	Thermo. chim. appliquée
AUROUZE	Géologie	JANOT	Phys. M.P.C. Epinal
MARI	Chimie I.S.I.N.	N.	Phytopathologie
LAFON	Physique I.S.I.N.	N.	Math. (propé.)
		N.	Physique
		N.	Génie Chimique

SECRETAIRE PRINCIPAL : C. CARON

A MON MAITRE

Monsieur le Professeur LE GOFF.

hommage de respectueuse gratitude

A MES PARENTS

A MA FEMME.

en témoignage d'affection

PREMIERE THESE

=====

ETUDE D'UN CONDENSEUR ROTATIF A BOULETS

AVANT - PROPOS

Le présent travail a été effectué sous la direction de Monsieur le Professeur LE GOFF, dans son laboratoire de l'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DES INDUSTRIES CHIMIQUES.

Nous sommes heureux d'exprimer ici à notre Maître notre profonde reconnaissance pour les conseils éclairés qu'il n'a cessé de nous prodiguer et l'attention constante qu'il a portée à notre travail.

Nous sommes sensibles à l'honneur que nous a fait Monsieur le Professeur DUVAL en acceptant de présider notre jury de thèse et d'avoir bien voulu nous proposer notre second sujet.

Nos remerciements s'adressent aussi à Monsieur le Professeur GOSSE, pour l'intérêt qu'il a bien voulu porter à notre travail et pour avoir accepté d'être membre de notre jury.

En la personne de Monsieur BROCARD, Directeur des Recherches et du Développement des Etablissements KUHLMANN, de Monsieur PARIS, nous exprimons notre gratitude à la Société KUHLMANN pour l'aide matérielle qui nous a été accordée au cours de la présente recherche.

Nous ne saurions trop remercier Monsieur LITAIZE et tout le personnel de l'atelier de génie chimique pour l'aide technique précieuse qu'ils nous ont apportée.

Nous garderons enfin le meilleur souvenir de tous nos camarades de laboratoire.

TABIE DES MATIERES

- INTRODUCTION.

PREMIERE PARTIE - CHAPITRE I - ANALYSE DES TRAVAUX ANTERIEURS

I - I - NUCLEATION HOMOGENE.

I - I - I - Détente adiabatique.

I - I - 2 - Mélangeage avec un gaz froid.

I - 2 - CONDENSATION EN FILM SUR UNE PAROI FROIDE.

I - 2 - I - Condensation en discontinu.

I-2-I-I - Chambres de condensation.

I-2-I-2 - Condenseurs tubulaires à réchauffage cyclique.

I - 2 - 2 - Condensation en continu.

I-2-2-I - Cylindre rotatif refroidi intérieurement.

I-2-2-2 - Condenseurs cylindriques avec balais tournants.

I - 3 - CONDENSATION DANS UN LIT DE GRAINS SOLIDES REFROIDIS.

I - 3 - I - Le lit est formé par des granules de condensat.

I - 3 - 2 - Les particules solides sont constituées d'un matériau inerte.

CHAPITRE II - CHOIX DE NOTRE CONDENSEUR.

DEUXIEME PARTIE.

CHAPITRE I - CONNAISSANCES THEORIQUES RELATIVES A LA MECANIQUE INTERNE DES BROyeurs A BOULETS.

I - I - Mouvements des corps broyants.

I - I - I - Classification des états de mouvements selon RONCO.

I - I - 2 - Trajectoires des boulets en absence de glissement notion de vitesse critique.

I - I - 3 - Influence du glissement.

I-I-3-I - Glissement des couches de boulets
entre elles.

I-I-3-2 - Glissement le long de la paroi.

I - 2 - Puissance mécanique consommée.

I - 2 - I - Sans glissement.

I - 2 - 2 - Influence du glissement.

I - 2 - 3 - Généralisation de l'expression de la
puissance.

CHAPITRE II - DESCRIPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL.

II - I - Cylindre rotatif.

II - 2 - Couple-mètre.

CHAPITRE III - RESULTATS EXPERIMENTAUX.

- Introduction -

III - I - Mouvement de la charge.

III - I - I - Présence de la grille.

III - I - 2 - Cylindre lisse.

III - 2 - Puissance consommée.

III - 2 - I - Techniques de mesure.

III-2-I-I - Courbe d'étalonnage.

III-2-I-2 - Puissance consommée par le cylindre
à vide.

III-2-I-3 - Puissance totale consommée par le
cylindre contenant les billes.

III-2-I-4 - Précision des mesures.

III - 2 - 2 - Résultats obtenus.

III - 2 - 3 - Influence de la vitesse de rotation.

III-2-3-I - Présence de la grille.

III-2-3-2 - Cylindre lisse.

III - 2 - 4 - Influence du degré de remplissage.

III-2-4-I - Présence de la grille.

III-2-4-2 - Cylindre lisse.

III - 2 - 5 - Présentation non dimensionnelle de la consommation de puissance.

III-2-5-I - Influence de la vitesse de rotation.

III-2-5-2 - Influence du degré de remplissage.

III-2-5-3 - Expression générale de l'indice de Puissance.

- Conclusion.

TROISIEME PARTIE.

CHAPITRE I - ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE DU TRANSFERT DE CHALEUR ET DE MATIERE DANS LES CYLINDRES ROTATIFS.

I - I - Séchage des solides granulaires.

I - 2 - Sublimation du paradichlorobenzène par un courant d'air.

CHAPITRE II - DISPOSITIF EXPERIMENTAL.

II - I - Circuit du gaz.

II - 2 - Saturateur.

II - 3 - Condenseur.

II - 4 - Analyse de la concentration du gaz en vapeur condensable.

CHAPITRE III - ETUDE EXPERIMENTALE DU TRANSFERT DE MATIERE ET DE CHALEUR.

III - I - Etude préliminaire.

III-I-I - Mesure du coefficient de transfert de chaleur par ruissellement à la paroi.

III-I-2 - Calcul des différents critères de transfert de matière et de chaleur.

III-I-2-I - Coefficient de transfert de matière.

III-I-2-2 - Coefficient de transfert de chaleur.

III - 2 - Résultats expérimentaux.

III - 2 - I - Condensation de la vapeur d'eau.

III-2-I-I - Techniques de mesures.

- III-2-I-I-I - Mesures des concentrations en vapeur d'eau et des températures du gaz.
- III-2-I-I-2 - Calcul du T_p .
- III-2-I-I-3 - Précision obtenue sur la détermination de ces différents critères.

III-2-I-2 - Résultats obtenus.

- III-2-I-2-1 - Influence de la vitesse de rotation.
- III-2-I-2-2 - Influence du degré de remplissage.
- III-2-I-2-3 - Influence du diamètre des billes.
- III-2-I-2-4 - Influence du débit gazeux.

III - 2 - 2 - Condensation de l'anhydride maléique.

III-2-2-I - Techniques de mesures.

- III-2-2-I-I - Mesures des concentrations et des températures du mélange gazeux.
- III-2-2-I-2 - Précision obtenue.

III-2-2-2 - Résultats obtenus.

- III-2-2-2-I - Influence de la vitesse de rotation.
- III-2-2-2-2 - Influence du degré de remplissage.
- III-2-2-2-3 - Influence du débit gazeux.
- III-2-2-2-4 - Influence de la température.

- Conclusion.

QUATRIEME PARTIE. DISCUSSION DES RESULTATS.

CHAPITRE I - EFFICACITE ENERGETIQUE DES ECHANGEURS.

I - I - Définition de l'efficacité énergétique.

- I - I - I - Expression de l'énergie calorifique.
- I - I - 2 - Energie mécanique dégradée.
- I - I - 3 - Optimisation du rendement énergétique.

I - 2 - Détermination de l'efficacité énergétique de différents échangeurs.

I - 2 - I - Efficacité énergétique du condenseur rotatif.

I - 2 - 2 - Cylindre vide.

I - 2 - 3 - Lit fixe.

CHAPITRE II - DISCUSSION DES RESULTATS.

II - I - Critique de la comparaison établie.

II - 2 - Mode de fonctionnement des échangeurs.

- Conclusion.

- - -

I N T R O D U C T I O N

La sublimation est une opération unitaire analogue à la distillation. Les changements de phase dans les deux cas peuvent se schématiser comme suit :

liquide	→	vapeur	→	liquide	(distillation)
solide	→	vapeur	→	solide	(sublimation)

La sublimation est principalement utilisée pour purifier certains produits solides : des composés organiques (naphtalène - acide salicylique, ...), des composés minéraux (oxyde de Molybdène, fleur de soufre, chlorure d'ammonium, ...), et même certains métaux. Elle peut être pratiquée à des températures plus basses que la distillation, ce qui évite parfois les problèmes de décomposition et de corrosion.

Pour les substances ayant une faible tension de vapeur à l'état solide, l'opération doit s'effectuer sous un vide poussé, ou en présence d'un gaz porteur inerte, afin d'augmenter les vitesses de diffusion de la vapeur.

Dans notre étude, nous ne considérons que la condensation à l'état solide d'une vapeur sublimée, en présence d'un gaz inerte, ou désublimation. Il n'y a pas apparition de la phase liquide, ce qui implique que les températures de condensation sont inférieures au point triple.

L'accumulation du produit condensé diminue rapidement l'efficacité du condenseur au cours d'une opération. Cet inconvénient est d'autant plus grave qu'il se forme, généralement, des croûtes dures ne pouvant être décollées des parois que par des procédés énergiques.

Nous nous sommes proposé d'étudier un "désublimeur" qui permettrait d'éliminer en continu le condensat solide déposé.

Dans une première partie, nous décrirons les différentes méthodes de désublimation utilisées et les condenseurs correspondants, tout en précisant leurs avantages et inconvénients. Cette analyse nous conduira à définir les raisons du choix de notre désublimeur : "un condenseur rotatif à boulets".

L'étude de la dynamique d'une charge et de la consommation de puissance dans un cylindre rotatif fera l'objet de la deuxième partie de ce mémoire.

La troisième partie est consacrée à l'étude du transfert de chaleur et de matière dans le désublimeur.

La discussion des résultats obtenus constitue la quatrième partie.

PREMIERE PARTIE

CHAPITRE I - ANALYSE DES TRAVAUX ANTERIEURS.

CHAPITRE II - CHOIX DE NOTRE CONDENSEUR.

C H A P I T R E I

ANALYSE DES TRAVAUX ANTERIEURS

- INTRODUCTION.

Si de nombreux auteurs se sont penchés sur l'étude de la condensation d'une vapeur à l'état liquide, on ne rencontre par contre, dans la littérature, que très peu de travaux concernant la désublimation d'une vapeur en présence d'un gaz inerte.

Celle-ci peut être réalisée suivant trois méthodes générales :

- I - par nucléation homogène et formation de brouillard.
- 2 - par condensation film sur une paroi froide.
- 3 - par passage à travers un lit de grains solides fluidisés.

La comparaison des différents condenseurs utilisés pour chacune de ces méthodes repose sur deux critères :

- efficacité du degré de condensation qui est le rapport de la masse de vapeur condensée à celle introduite dans le condenseur;

- rendement volumique qui est défini comme la masse de condensat formé par unité de volume effectif du condenseur et par unité de temps.

I - I - PAR NUCLEATION HOMOGENE (Formation de brouillard)

La désublimation par nucléation homogène de la vapeur peut être effectuée par détente adiabatique ou par mélangeage de la vapeur avec un gaz froid.

I - I - I - DETENTE ADIABATIQUE

Le refroidissement de la phase gazeuse est réalisé par détente adiabatique. Pour une pression initiale P et une pression finale après détente P_I , les températures correspondantes T_I et T_2 sont obtenues par la relation :

$$\frac{T_2}{T_I} = \left(\frac{P_2}{P_I} \right)^{\frac{K - I}{K}}$$

où $K = \gamma = \frac{C_p}{C_v}$ dans l'hypothèse des gaz parfaits.

S'il est aisé d'obtenir, par cette méthode, une efficacité de condensation suffisante, par contre, il est très difficile de récupérer le brouillard formé. CIBOROWSKI et SURGIEWICZ (1,2) par cette méthode, ont obtenu à l'échelle de laboratoire une efficacité de 70 %, et un rendement volumique de 14 Kg/m³ h.

I - II - 2 - PAR MELANGEAGE AVEC UN GAZ FROID :

Peu d'études expérimentales concernant cette méthode ont été effectuées (3-4). Le principe, très simple, consiste à refroidir un mélange gazeux chaud, renfermant des vapeurs condensables, par un gaz inerte froid. Il s'agit alors de séparer du gaz

les particules solides du brouillard formé. Celles-ci peuvent s'agglomérer, ou, au contraire, rester à l'état divisé suivant la durée du séjour du mélange gazeux dans le condenseur, donc suivant la vitesse du gaz. Dans le cas de l'anhydride phtalique (3), on peut obtenir des cristaux assez importants.

Du point de vue pratique, une telle méthode de condensation s'avère rentable si on opère dans des conditions bien déterminées. On choisit les différents paramètres (teneur du gaz chaud en vapeur condensable, rapport de la quantité de gaz froid à celle du gaz chaud, température, vitesse du mélange gazeux), de façon à assurer une efficacité de condensation maximale, tout en maintenant un rendement volumique aussi élevé que possible. Ces conditions devront, de plus, permettre l'obtention de cristaux de taille suffisante.

CIBOROWSKI et SURGIEWICZ (3), à l'échelle de laboratoire, obtiennent un rendement volumique de 6 Kg/m³ h d'anhydride phtalique pour une efficacité de 95-96 %. La séparation du sublimat condensé est réalisée dans ce cas par une grille. Par contre, le rendement volumique d'essais semi-industriels effectués en U.R.S.S. (4) ne dépasse pas 2,75 Kg/m³ h pour une efficacité de 93 %.

Le condenseur utilisé peut être une simple tour dont les dimensions sont suffisamment grandes de façon à réduire la vitesse du gaz et dont les parois sont maintenues à une température assez élevée pour que le condensat ne s'y dépose pas.

Plus généralement, la désublimation par nucléation offre l'avantage de pouvoir opérer en continu. Par contre, la récupération du condensat solide présente des difficultés (nécessité d'un filtre et d'un cyclone très efficace). De plus, le mélangeage du gaz froid et du gaz chaud provoque une dilution des vapeurs condensables, donc une diminution d'efficacité. Ceci est particulièrement mis en évidence par CIBOROWSKI et WRONSKI (5) en remplaçant la grille de séparation par un lit de particules solides. L'efficacité dans ce cas, est inférieure à celle obtenue par la désublimation dans un lit fluidisé sans mélangeage préalable.

I - 2 - CONDENSATION EN FILM SUR UNE PAROI REFROIDIE

Le refroidissement, dans ce cas, est assuré par le contact du mélange gazeux avec les parois du condenseur.

La condensation est due à l'action simultanée de deux processus de diffusion :

- diffusion de chaleur, ce qui provoque un abaissement de température du gaz,
- diffusion du constituant condensable, ce qui diminue la concentration de ce dernier dans le mélange gazeux.

Si la vapeur condensable est un corps de poids moléculaire élevé tel que le naphthalène, l'anhydride phtalique ou le paradichlorobenzène, la diffusion de chaleur se réalise plus vite que la diffusion de matière. La vapeur devient alors sursaturée et se condense en un brouillard avant d'atteindre la surface froide.

Les particules solides très fines ainsi formées sont très difficiles à extraire et ce mode de fonctionnement doit, par conséquent, être évité.

La condensation peut se faire en discontinu ou en continu.

I - 2 - I - CONDENSATION EN DISCONTINU

I - 2 - I - I - CHAMBRES DE CONDENSATION

Les condenseurs habituellement employés pour la désublimation de l'anhydride phtalique sont des chambres refroidies extérieurement (6). C'est également le cas pour les vapeurs de soufre. Plusieurs chambres sont mises en série et en parallèle, la vitesse du mélange gazeux y est réduite. Le condensat se dépose sur les parois. L'extraction de ce dépôt solide est souvent laborieuse et dangereuse. Le rendement volumique de tels condenseurs est faible 0,1 Kg/m³.h de naphtalène pour une efficacité de 70-95 % et 0,3 Kg/m³ h d'anhydride phtalique pour une efficacité de 94-97 % (3).

I - 2 - I - 2 - CONDENSEURS TUBULAIRES A RECHAUFFAGE CYCLIQUE :

Pour remédier à ces inconvénients, on a conçu des condenseurs tubulaires placés en parallèle et fonctionnant alternativement comme condenseur et réchauffeur. Pendant le cycle de condensation, le solide déposé risque d'obstruer le passage du gaz au bout d'un certain temps, et diminue l'efficacité de transfert de

chaleur. Le mélange gazeux est alors dirigé vers un autre condenseur en parallèle et on procède à la fusion du condensat solide déposé en remplaçant le fluide réfrigérant par un fluide suffisamment chaud. Le solide fondu est aisément évacué. Toutefois, il est nécessaire de prévoir un système du genre cyclone qui permette de retenir les particules solides entraînées par le gaz par érosion.

La désublimation peut s'effectuer longitudinalement dans des tubes extérieurement refroidis (condenseurs du type "Liebig") (7). Afin d'assurer une bonne efficacité de transfert de chaleur, ces tubes sont étroits et très longs (diamètre 45 mm et longueur 20 M). On peut également faire passer le courant gazeux perpendiculairement à des tubes refroidis intérieurement (8,6) et disposés dans le condenseur suivant des rangées parallèles (des tubes à ailettes assurent un meilleur transfert de chaleur). Ces rangées de tubes très proches les unes des autres se bouchent successivement au cours de la condensation, et pour permettre le passage du gaz on prévoit un "espace vide" dans chaque rangée. Les "espaces vides" de deux rangées consécutives sont diamétralement opposés, ce qui contraint le gaz à effectuer un trajet sinueux. La quantité de vapeur à condenser diminue progressivement, aussi les "espaces vides" sont de plus en plus étroits. Les dernières rangées du condenseur n'en contiennent plus. Elles servent ainsi à condenser les dernières traces de vapeur et à retenir partiellement les particules solides entraînées.

Le rendement volumique de ces condenseurs est supérieur à celui des chambres de condensation. Cependant, nous ne disposons pas de données suffisantes pour l'évaluer. Ces condenseurs sont employés dans l'industrie et ont souvent remplacé les chambres de condensation (6).

I - 2 - 2 - CONDENSATION EN CONTINU :

On peut procéder à une désublimation en continu en éliminant le solide déposé sur la paroi du condenseur au fur et à mesure de sa formation.

I - 2 - 2 - I - CYLINDRE ROTATIF REFROIDI INTERIEUREMENT :

La condensation a lieu sur la surface extérieure d'un cylindre rotatif refroidi intérieurement (9). Afin d'obtenir un refroidissement efficace, on dispose autour du condenseur un espace annulaire très étroit pour le passage du mélange gazeux. Un "écailleur" racle le condensat solide déposé sur le cylindre. La vitesse du mélange gazeux et sa concentration en vapeur à l'entrée du condenseur exercent ici un rôle important sur l'efficacité. Pour une température d'entrée constante, une augmentation de concentration en vapeur condensable augmente l'efficacité du condenseur, tandis qu'une augmentation de la vitesse du gaz diminue celle-ci. Par contre, le rendement volumique s'accroît avec une augmentation de la vitesse du gaz et de sa concentration en vapeur.

CIBOROWSKI et STEPLEWSKI (9), en procédant à la condensation des vapeurs de naphthalène sur un tel condenseur, obtiennent un

rendement volumique de 9,6 à 33 Kg/m³ h pour une efficacité de 75 à 53 %. Avec une batterie de trois cylindres en série, l'efficacité s'accroît jusqu'à 91 % tandis que le rendement volumique s'abaisse de 17,6 Kg/m³ h.

I - 2 - 2 - 2 - CONDENSEURS CYLINDRIQUES AVEC BALAIS TOURNANTS (10).

La condensation s'effectue à l'intérieur d'un condenseur cylindrique vertical. Le sublimat solide est gratté par une lame portée par un axe tournant; il est refroidi extérieurement. Il est à craindre, toutefois, que si ce procédé fonctionne pour la désublimation du dioxyde de sélénium, il n'en soit pas de même pour les autres corps sublimables. On peut, en effet, redouter que le condensat solide adhère à la lame et finisse par obstruer le condenseur. Le manque de données suffisantes ne nous permet pas d'évaluer l'efficacité et le rendement volumique de ce condenseur. Notons, toutefois, la nécessité d'un cyclone dans ces deux cas de désublimation par cylindre et balais tournants.

I - 3 - CONDENSATION DANS UN LIT DE GRAINS SOLIDES REFROIDIS :

Si on dispose un empilage de grains solides dans le condenseur cylindrique à parois refroidies, considéré ci-dessus, on conçoit que l'efficacité de l'appareil soit augmentée pour une triple raison :

- la surface de paroi froide, par unité de volume de condenseur, est considérablement augmentée,

- la "tortuosité" de l'empilage améliore le brassage de la phase gazeuse et, par conséquent, les processus de diffusion turbulente de matière et de chaleur,
- le milieu poreux agit en partie comme un "dépoussiéreur à chicanes" pour arrêter les particules solides condensées.

Il est, par contre, évident que ce milieu poreux finirait par être colmaté par le condensat; c'est pourquoi divers auteurs ont proposé d'utiliser un lit de grains fluidisés permettant l'élimination en continu du condensat par gravité ou par entraînement.

Le mélange gazeux est refroidi par passage à travers un lit de particules solides fluidisées, refroidies par contact avec les parois ou par des tubes intérieurs parcourus par un fluide réfrigérant. Ce procédé fonctionne en continu. Deux cas sont à considérer suivant que les grains solides fluidisés sont constitués d'un matériau inerte, ou bien du condensat lui-même.

I - 3 - I - LE LIT EST FORME PAR DES GRANULES DE CONDENSAT :

On peut envisager deux modes de fonctionnement :

- Le débit gazeux est tel qu'il entraîne les particules solides dans un deuxième tour où elles se séparent du gaz par gravité. Celles plus fines, entraînées sous forme de brouillard, sont retenues par un cyclone. Une partie d'entre elles est recyclée après un refroidissement préalable dans un échangeur, le reste est évacué,

- Le débit gazeux est tel qu'il maintient les particules solides en une suspension dense, mais elles ne sont pas entraînées par le gaz hors de la zone de condensation; elles tombent par gravité, une partie est recyclée après refroidissement, l'autre est évacuée.

D'une manière générale, le lit fluidisé, formé de granulés de sublimat, offre les avantages suivants :

- il permet d'opérer en continu,
- il augmente l'efficacité de transfert de chaleur,
- il influence favorablement la cinétique de cristallisation(5).

On peut ajouter que la suspension dense, maintenue en régime, joue le rôle de filtre pour le condensat entraîné sous forme de brouillard.

D'après les recherches expérimentales réalisées par CIBOROWSKI et WRONSKI, l'efficacité de la condensation de vapeurs de naphthalène dans un lit fluidisé constitué de granules de naphthalène, est principalement influencée par le débit gazeux et sa concentration en vapeur à l'entrée du lit. La masse du lit modifie très peu cette efficacité, ce qui prouve que la condensation n'est pas limitée par la vitesse de cristallisation. La température du lit intervient par son influence sur la concentration des vapeurs saturées à la sortie. Cette efficacité est d'ailleurs étroitement liée à la formation de brouillard, un accroissement de ce dernier correspond à une diminution d'efficacité. Le rendement volumique

d'un tel condenseur s'avère nettement supérieur aux précédents, soit 120-170 Kg/m³ h pour une efficacité de 70-85 %.

Cependant, l'effet de filtration obtenu par la suspension dense du lit s'avère insuffisant; il est nécessaire d'ajouter un cyclone. De plus, malgré la mobilité des particules fluidisées, on ne peut éviter l'entartrage des parois du lit par le condensat solide qui peut parfois présenter la forme d'une glace très dure (5).

REMARQUE :

Il est également possible, afin de minimiser les effets du brouillard, d'opérer en deux stades (II). Dans le premier stade, le mélange gazeux subit un refroidissement modéré, à une température suffisamment basse pour qu'une grande partie de la vapeur se condense, et assez élevée pour que l'effet de brouillard soit réduit. Les particules très fines de brouillard sont vaporisées et viennent se recondenser sur les granules plus grandes du lit. Dans le deuxième stade, la température de refroidissement est nettement plus basse, mais comme une grande partie de la vapeur s'est déjà condensée, l'effet de brouillard est moindre.

I - 3 - 2 - LES PARTICULES SOLIDES SONT CONSTITUEES D'UN MATERIAU INERTE (II-I2)

Le lit fluidisé est constitué, dans ce cas, d'une suspension dense, d'une poudre fine d'un matériau inerte. La vapeur se dépose

sur celle-ci. On récupère le condensat solide dans une seconde opération en procédant à un "**stripping**". Les particules fines enrobées de condensat sont évacuées dans une colonne à garnissage. Ce dernier est choisi de façon telle que la suspension des particules puisse s'infiltrer à travers le garnissage. Une vapeur surchauffée est injectée dans la colonne (on peut choisir la vapeur d'un liquide dans lequel le condensat solide est insoluble). La poudre fine du matériau inerte est récupérée en bas de colonne, tandis que le sublimat est de nouveau condensé.

Les brevets mentionnés (II-I2) ne fournissent pas les données susceptibles d'évaluer le rendement de la désublimation par ce procédé.

CONCLUSION :

Les résultats obtenus par ces différents condenseurs de désublimation sont présentés au tableau I. Cependant, une comparaison rigoureuse ne peut être établie que si on opère dans des conditions semblables et avec un même mélange gazeux. Le manque de données suffisantes ne nous autorise pas à une telle comparaison. Malgré les quelques travaux qu'il a suscités, le domaine de la désublimation est demeuré empirique.

TABLEAU I

Méthode de condensation et type d'appareil	Mode d'opération	Echelle	Produit condensé	Gaz inerte	Rendement volumique (Kg/m ³ -hr)	Efficacité (%)	Référence bibliographique
Nucléation { .détente adiabatique .mélangeage	continu continu continu	laboratoire laboratoire semi- industrielle	anhydride-phthalique anhydride-phthalique anhydride-phthalique	air air air	14 6 2,75	70 95 - 96 93	(1) (2) (3) (4)
Condensation-film { chambres de condensation condenseurs tubulaires cylindre rotatif re- froidi intérieurement 1 cylindre 2 cylindres en série 3 cylindres en série condenseur cylindrique avec balais tournants	discontinu discontinu discontinu	industrielle industrielle industrielle	anhydride-phthalique naphtalène anhydride-phthalique	air air air	0,3 0,1	94 - 97 70 - 95	(3) (3) (6) (7) (8)
	continu " " continu	semi- industrielle " " laboratoire	naphtalène " " dioxide de sélénium	air " " Oxyg.	33 23,5 17,6	53 80 91	(9) " " (10)
III Lit de grains solides .lit fluidisé .lit fluidisé	continu discontinu	industrielle laboratoire	anhydride-phthalique naphtalène	air air	120-170	70 - 85	(11) (12) (5)

C H A P I T R E I I

CHOIX DE NOTRE CONDENSEUR

De l'étude précédente, il apparaît que la désublimation par lit fluidisé s'avère la plus efficace. Cependant, on sait que la technique des lits fluidisés est souvent délicate à mettre en application. La raison profonde en est que le régime d'écoulement du fluide doit satisfaire à deux critères distincts et parfois contradictoires :

- d'une part, le débit du fluide doit être choisi dans des limites bien précises pour des considérations purement mécaniques. La perte de charge du fluide à travers le lit doit être supérieure au poids de l'empilage des grains les plus gros (seuil de fluidisation de ces grains), mais il ne faut pas entraîner hors de l'enceinte les grains les plus fins,

d'autre part, le débit de fluide doit être choisi pour assurer la meilleure efficacité de transfert de matière et de chaleur entre fluide et grains.

Il nous a semblé qu'une meilleure méthode consistait à résoudre séparément ces deux problèmes; on apporte l'énergie nécessaire à la mise en fluidisation du lit de grains, non plus par la perte de charge du fluide en écoulement, mais par un moyen mécanique indépendant; l'agitation des grains solides est indépendante du débit du fluide. L'appareil présente ainsi une plus grande

souplesse de fonctionnement.

L'apport d'énergie nécessaire à l'agitation du lit de grains peut être réalisé de diverses façons dérivées des techniques existantes pour des opérations similaires telles que les broyeurs à boulets, les fours et séchoirs cylindriques rotatifs, (les trommels, les tables vibrantes, les agitations à tamis, etc ...).

Nous avons donc conçu un condenseur ayant l'aspect d'un broyeur à boulets refroidi extérieurement par ruissellement. Ce condenseur présente déjà les avantages du lit fluidisé :

- de pouvoir opérer en continu,
- d'améliorer le transfert de chaleur et de matière en provoquant une turbulence plus grande du gaz et en augmentant considérablement la surface de transfert,
- de jouer partiellement le rôle de filtre pour les fines particules entraînées.

Il offre de plus l'avantage d'éviter l'entartrage des parois grâce à l'effet de broyage dû à l'agitation des boulets.

Nous n'avons relevé aucune publication concernant la désublimation par des procédés de ce genre. Diverses publications récentes montrent cependant que de nombreux laboratoires de recherche semblent s'intéresser de plus en plus activement à ces procédés en tant que technique générale de mise en contact d'un gaz et d'un solide granulaire (I3, I4).

La cinétique du transfert de matière et de chaleur dans ce condenseur est liée étroitement au mouvement du garnissage.

Suivant la vitesse de rotation du cylindre, le garnissage a des mouvements divers plus ou moins favorables aux opérations de transfert envisagées. Nous avons donc cru bon d'étudier, d'une part, la dynamique de la charge du cylindre, soit le mouvement des boulets et la consommation de puissance correspondante, et, d'autre part, nous avons étudié le transfert de chaleur et de matière dans ce cylindre.

- - - - -
-

DEUXIEME PARTIE

DYNAMIQUE DES BOULETS
DANS UN CYLINDRE ROTATIF

CHAPITRE I - CONNAISSANCES THEORIQUES RELATIVES A
LA MECANIQUE INTERNE DES BROyeurs
A BOULETS.

CHAPITRE II - DISPOSITIF EXPERIMENTAL.

CHAPITRE III - RESULTATS EXPERIMENTAUX.
CONCLUSION.

C H A P I T R E I

CONNAISSANCES THEORIQUES RELATIVES A

LA MECANIQUE INTERNE DES BROyeurs A BOULETS

INTRODUCTION.

Les broyeurs à boulets, qui sont constitués par des cylindres rotatifs remplis de corps broyants sphériques ou cylindriques, ont fait leur apparition vers 1860. Mais c'est seulement au début de ce siècle que des recherches ont été entreprises sur l'étude de la mécanique interne des boulets. Par contre, l'étude de la puissance consommée par les boulets en mouvements est demeurée empirique. Les travaux de recherche ont porté essentiellement sur le mécanisme de broyage et son efficacité (finesse du matériau broyé en fonction des différents paramètres dépendant du broyeur et du matériau considéré).

Nous examinerons successivement le mouvement de la charge dans un broyeur, puis la consommation de puissance correspondante.

I - I - MOUVEMENTS DES CORPS BROYANTS

Les mouvements des boulets sont complexes et dépendent de nombreux paramètres plus ou moins indépendants. Il est difficile de définir les trajectoires de la charge par des développements mathématiques rigoureux; il est toujours nécessaire d'adopter des

hypothèses simplificatrices. Bien qu'une bonne connaissance du mouvement des corps bruyants paraisse indispensable pour permettre de tirer tout le parti possible de ces broyeurs, on ne dispose encore sur ce point que de données partielles.

I - I - I - CLASSIFICATION DES ETATS DE MOUVEMENTS SELON RONCO

RONCO (13), en étudiant le séchage de solides granulaires dans des cylindres rotatifs, a cherché à caractériser leurs mouvements. Il a ainsi défini différents états de mouvements suivant la vitesse de rotation du cylindre et du degré de remplissage. Le degré de remplissage, ou "rétention", X est le rapport entre le volume occupé par le lit fixe et le volume total du cylindre. L'auteur a été amené à distinguer six états de mouvements par lesquels passe progressivement le solide lors des variations de la vitesse de rotation du cylindre.

1. l'état de cascade
2. l'état de cataracte
3. l'état d'équilibre
4. l'état de saturation
5. l'état de précentrifugation
6. l'état de centrifugation

- Etat de cascade (fig. 2 α) : aux faibles vitesses de rotation, les particules roulent les unes sur les autres, plus exactement l'ensemble du lit des solides granulaires se divise en deux parties

séparées par une spirale; toutes les particules situées au-dessous de cette courbe (a) ont un mouvement qui leur est imposé par le tambour et dont la vitesse linéaire est fonction de leur position r , soit $v = \omega r$. Ces particules sont immobiles par rapport à la paroi. Les particules situées au-dessus de la spirale (b) se déplacent en sens inverse des précédentes; elles tombent en couches inclinées qui roulent en cascade les unes sur les autres. Au sein du lit de solides granulaires se trouve le centre de turbulence (c) qui est immobile.

- Etat de cataracte (fig. 2 β)

Aux vitesses plus grandes, les particules des couches inférieures du lit (d) amorcent des trajectoires paraboliques libres, puis retombent sur les particules en mouvement de cascade (b).

- Etat d'équilibre (fig. 2 γ)

Quand les points de chute des particules qui décrivent une trajectoire parabolique se situent sur celles qui remontent, on dit que l'état "d'équilibre" est atteint. Une particule prise isolément décrit une courbe fermée constituée d'un arc de cercle et d'un arc de parabole.

- Etat de saturation (fig. 2 δ)

Si on augmente encore la vitesse de rotation du cylindre, la chute des particules s'effectue sur la paroi libre du cylindre.

On pourrait définir cet état de mouvement comme une, "fluidisation mécanique" du garnissage.

- Etat de précentrifugation (fig. 2E)

Cet état de mouvement correspond à la centrifugation partielle du lit.

- Etat de centrifugation (fig. 2F)

Dans cet état, les particules sont maintenues fixées sur la paroi par centrifugation.

Chacun de ces états de mouvements correspond à une vitesse de rotation déterminée pour un degré de remplissage donné. Les vitesses critiques, correspondant à la transition de chacun de ces états, s'expriment par une équation sans dimension du type :

$$(Fr)_c = a - bX$$

où $(Fr)_c$ désigne le nombre de Froude critique de transition

$$\text{Soit } (Fr)_c = \left(\frac{D N^2}{g} \right)_c$$

- N est la vitesse de rotation du cylindre,
- D le diamètre du cylindre et g l'accélération de la pesanteur,
- a et b sont les constantes ayant des valeurs différentes pour chaque état de mouvement,
- X désigne le degré de remplissage du cylindre.

Après cette description des différents états de mouvements de solides granulaires dans un cylindre rotatif en fonction de la vitesse de rotation, nous citerons les différentes théories émises sur les trajectoires des boulets dans un broyeur.

Tout d'abord, nous supposerons que le glissement de la charge sur la paroi du broyeur et des couches successives de boulets, les unes par rapport aux autres, est négligeable. Ce glissement provoque un gradient de vitesse angulaire entre les différentes couches de boulets : la vitesse angulaire de rotation autour de l'axe du cylindre de chaque couche de boulets est inférieure à la vitesse angulaire de la couche qui lui est immédiatement extérieure. Le glissement le long de la paroi traduira une différence entre la vitesse angulaire du cylindre et celle de la couche périphérique de boulets.

I - I - 2 - TRAJECTOIRE DES BOULETS EN ABSENCE DE GLISSEMENT - NOTION DE VITESSE CRITIQUE

La première théorie émise par DAVIS (15), est basée sur l'hypothèse des trajectoires paraboliques. Considérons un broyeur cylindrique de diamètre intérieur D et dont la vitesse de rotation en tours par minute est N , sa vitesse angulaire est $\omega = \frac{\pi N}{30}$

La figure (I) représente une section perpendiculaire à l'axe de ce broyeur. La trajectoire d'un boulet supposé libre et sans glissement, se compose d'un arc de cercle $Q A P$ et d'une parabole $P S Q$. Le boulet décrit l'arc de cercle de rayon r , avec une

vitesse linéaire $V = \omega r$. Il quitte ce cercle en P quand la projection du poids sur le rayon O P a la même valeur absolue que la force centrifuge.

Soit α l'angle P O y, le point P est défini par la relation :

$$\omega^2 r = g \cos \alpha \quad (I)$$

Pour une vitesse de rotation donnée, le lieu des points P, pour tous les boulets qui tournent sur des cercles de rayons r variés est un cercle de diamètre $\frac{g}{\omega^2}$ centré sur Oy. Ce cercle est appelé cercle de DAVIS.

La parabole est définie par son origine P et la vitesse initiale $V = \omega r$. Son équation s'obtient aisément par rapport aux axes (PX, PY) :

$$Y = x \operatorname{tg} \alpha - \frac{\omega^2 x^2}{2 g \cos^4 \alpha} \quad (2)$$

La particule P reprend en Q le cercle qu'elle a quitté.

L'équation de ce cercle

$$X^2 + Y^2 - \frac{2 g}{\omega^2} x \sin \alpha \cos \alpha + \frac{2 g}{\omega^2} Y \cos^2 \alpha = 0 \quad (3)$$

forme avec l'équation (2) un système dont la résolution conduit à la solution, lieu des points de chute Q / :

$$\begin{aligned} X_Q &= \frac{4 g \sin \alpha \cos^3 \alpha}{\omega^2} & X_Q &= \frac{g}{\omega^2} \cos \alpha \sin^3 \alpha \\ Y_Q &= -\frac{4 g \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{\omega^2} & g_Q &= \frac{g}{\omega^2} \cos \alpha \cos^3 \alpha \end{aligned} \quad \text{ou}$$

C'est l'équation d'un limaçon de PASCAL qui passe par l'origine O



et qui coupe l'axe Oy aux points

$$y = \frac{g}{\omega^2}$$

$$\text{et } y = \frac{g}{2\omega^2}$$

La vitesse de rotation du cylindre, pour laquelle un boulet périphérique (dont le diamètre est négligeable par rapport au diamètre du broyeur) est centrifugé, correspond à la vitesse critique du broyeur. Pour cette vitesse, on a donc $\alpha = 0$ et la relation (I) s'écrit :

$$R = \frac{g}{\omega^2}$$

$$\text{soit } N_C = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R}} \quad (5) \quad \text{où } R = \text{rayon du cylindre}$$

DAVIS suppose le boulet libre dès qu'il quitte la trajectoire circulaire au point P. La vitesse du boulet devrait donc diminuer entre P et le sommet S de la parabole et il en résulterait une contraction de la matière dans cette région, ce qui est impossible.

D'autres auteurs ont cherché à pallier cette lacune en émettant d'autres hypothèses. La théorie des trajectoires transcendantes de VON STEIGER (16) suppose que les particules poussées par celles qui les précèdent atteignent le sommet de leur trajectoire avec la même vitesse que lorsqu'elles quittent la trajectoire circulaire. Le calcul ainsi conçu montre qu'il y aurait dans ce cas une dilatation de la matière.

Enfin, l'hypothèse de conservation de volume de la matière émise par JOISEL (17) semble plus proche de la réalité. Elle



apporte une amélioration aux deux théories précédentes. Cet auteur a déterminé la forme des parcours P S de façon à conserver le volume de la charge jusqu'aux sommets des trajectoires. Les trajectoires ainsi calculées sont légèrement différentes de celles de DAVIS.

Ces théories ne sont toutefois valables que pour des vitesses de rotation élevées du cylindre, très proches de la vitesse critique.

De plus, elles négligent le glissement de la charge sur la paroi du broyeur et des couches successives des boulets les unes par rapport aux autres.

I - I - 3 - INFLUENCE DU GLISSEMENT

Pour une étude plus rigoureuse du mouvement de la charge, on doit tenir compte de l'influence du glissement : glissement des couches successives des boulets les unes par rapport aux autres, et le glissement de la charge sur la paroi du cylindre. Peu d'auteurs se sont penchés sur l'influence de ce paramètre.

Nous considérerons, tout d'abord, l'influence du glissement des couches de boulets entre elles, puis le glissement le long de la paroi.

I - I - 3 - I - GLISSEMENT DES COUCHES DE BOULETS ENTRE ELLES

La charge se place, par suite de la rotation du cylindre, de façon à établir l'équilibre entre le poids, les forces centrifuges et les forces de friction des particules entre elles. UGGLA (6)

fait intervenir les forces de frottement agissant sur les particules qui se trouvent à la surface libre. Le coefficient de frottement μ est dans ce cas la tangente de l'angle de talus de la charge. On peut le mesurer en mettant celle-ci en tas le plus pointu possible à la limite de son glissement

$$\mu = \operatorname{tg} \varphi \quad (6)$$

Soit P un point de cette surface libre, PT la tangente au point P et PN la normale (figure 3)

A l'équilibre, on a :

$$\mu [\omega^2 r \cos (\beta - \alpha) + g \sin \beta] = g \cos \beta - \omega^2 r \sin (\beta - \alpha) \quad (7)$$

où μ = le coefficient de frottement,

r = le rayon vecteur issu de l'origine O,

g = l'accélération de la pesanteur,

ω = vitesse angulaire du cylindre

$$\begin{array}{ll} \text{et} & \sin \alpha = \frac{y}{r} \qquad \sin \beta = - \frac{dx}{dr} \\ & \cos \alpha = \frac{x}{r} \qquad \cos \beta = \frac{dy}{dr} \end{array}$$

En remplaçant ces valeurs dans l'expression (7) on trouve :

$$\frac{\omega^2}{\mu} x + \omega^2 y + g = \frac{dy}{dx} \left[\omega^2 x - \frac{\omega^2}{\mu} y - \frac{g}{\mu} \right] \quad (8)$$

$$\text{en posant : } y = \frac{-g}{\omega^2} + W \quad (9)$$

$$\text{il vient : } \frac{x}{\mu} + W = \frac{dW}{dx} \left[x - \frac{W}{\mu} \right] \quad (10)$$



Posons : $\frac{W}{x} = u$ (II)

on tire : $\frac{dW}{dx} = u + x \frac{du}{dx}$ (I2)

soit : $\frac{dx}{x} = \frac{\mu - u}{1 + u^2} du$ (I3)

d'où : $\text{Log } x = \mu \text{ arc tg. } u - \frac{1}{2} \text{Log } (1 + u^2) + \text{cte}$ (I4)

En remplaçant u par sa valeur :

$$\text{Log } x = \mu \text{ arc tg } \frac{W}{X} - \text{Log } \sqrt{\frac{X^2 + W^2}{C^2 - X^2}} \quad (\text{I5})$$

ou $\text{Log } \frac{\sqrt{X^2 + W^2}}{C} = \mu \text{ arc tg } \frac{W}{X}$ (I6)

soit $\text{Log } \frac{p}{C} = \mu \text{ arc tg } \frac{W}{X}$ (I7)

Posons $\frac{W}{X} = \text{tg } \psi$ (I8)

d'où $p = C e^{\mu \psi}$ (I9)

C'est l'équation d'une spirale logarithmique dont le pôle

$$p = \sqrt{X^2 + \left(y + \frac{g}{\omega^2}\right)^2} \text{ est situé sur l'axe des } y \quad \begin{cases} X = 0 \\ y = -\frac{g}{\omega^2} \end{cases}$$

Ce pôle correspond à l'extrémité du cercle de DAVIS.

La constante C dépend du degré de remplissage.

Pour une même vitesse de rotation et le même degré de remplissage, la pente de la surface augmente avec μ (figure 4 a). Pour une vitesse de rotation déterminée et un coefficient de friction donné, la pente de la surface augmente légèrement avec le degré de remplissage (figure 4 b). Sur la figure (4 a), on remarque que la pente

de la courbe d'équilibre ne varie pratiquement pas avec la vitesse de rotation; les autres paramètres étant constants (19).

La surface mathématique ainsi définie représente la surface libre de la charge. En fait, nous savons que les particules de la charge doivent retomber en cascade ou, pour les vitesses de rotation plus élevées, être projetées en cataracte. Cette surface mathématique ne peut pas représenter la surface libre de la charge. Il est cependant probable qu'une telle surface existe au-dessous des boulets en cascade. La projection des particules a lieu lorsque la surface traverse le cercle de DAVIS. Pour le mouvement de cataracte, la courbe en spirale sera partiellement confondue avec un arc de cercle de DAVIS.

On peut retenir de cette théorie que les particules qui parcourent les trajectoires circulaires se trouvent déplacées du fait du déséquilibre de la trajectoire circulaire la plus proche du centre du broyeur.

Par contre, si l'auteur tient compte du coefficient de frottement des particules entre elles, il suppose que ce dernier n'intervient qu'à la surface libre. Dans la masse du lit des boulets, le glissement est négligeable. De plus, dans le calcul, on a supposé que la vitesse angulaire d'une particule prise sur la surface avait la vitesse angulaire du cylindre. Ceci n'est plus vérifié si le glissement le long de la paroi est important, la vitesse angulaire des billes sera inférieure à la vitesse angulaire du cylindre.

I - I - 3 - 2 - GLISSEMENT LE LONG DE LA PAROI

Nous n'avons pas trouvé d'étude fondamentale sur le mouvement de la charge dans ce cas. D'une façon générale, pour l'utilisation de ces broyeurs, on évite toujours le glissement le long des parois en rendant celles-ci les plus rugueuses possibles; le glissement étant considéré comme un facteur de perte d'énergie. En fait, UKKI (18) a mis en évidence l'influence de ce glissement pour le broyage, en opérant à des vitesses supercritiques ($N > N_c$).

I - 2 - PUISSANCE MECANIQUE CONSOMMEE :

Peu d'auteurs ont cherché à étudier la puissance consommée par le mouvement de la charge ou, du moins, les résultats dans ce domaine restent très empiriques. Les nombreux paramètres plus ou moins indépendants et souvent inconnus, le mouvement complexe de la charge, rendent difficile une étude quantitative théorique.

Nous distinguerons successivement le cas où les auteurs ont négligé l'influence du glissement et le cas, au contraire, où ils ont essayé d'évaluer son importance.

I - 2 - I - SANS GLISSEMENT

En adoptant l'hypothèse simplificatrice de non-glissement, on peut écrire que toute la puissance est dissipée sous forme d'énergie cinétique aux points de chute des boulets :

Soit L la longueur du cylindre, ρ la densité apparente de la charge; la charge comprise entre les rayons r et $r + dr$ parcourt

sa trajectoire circulaire avec une vitesse $V = \omega r$. En une unité de temps, cette charge en tombant sur la courbe, lieu des points de chute, dépense une énergie :

$$\frac{1}{2} (\rho L \omega r dr) W^2$$

où W est la vitesse relative des boulets aux points de chute :

$$W = f(\omega r)$$

La puissance consommée par toute la charge s'écrit :

$$P = \int_{R'}^R \frac{1}{2} (\rho L \omega r dr) W^2 \quad (20)$$

où R est le rayon de l'arc de cercle décrit par les boulets périphériques

(R = rayon du cylindre si le diamètre des billes est petit par rapport à celui du cylindre).

R' est le rayon de l'arc de cercle le plus proche du centre du broyeur.

Les valeurs de R' et de W varient suivant les théories de DAVIS, STEIGER et JOISEL. On retiendra de préférence celle de JOISEL plus proche de la réalité. Le calcul ainsi conduit suppose la connaissance de R' . Cette grandeur dépend de la vitesse de rotation du cylindre et du degré de remplissage. JOISEL (17) a fourni des courbes théoriques montrant les variations de la puissance en fonction de la vitesse de rotation $n \sqrt{R}$, du degré de remplissage apparent de la charge en mouvement et de R' . Pour se servir de ces courbes, il faut donc connaître la vitesse de rotation du cylindre et R' . La détermination de R' est difficile; elle peut être

réalisée par méthode optique en photographiant le mouvement des billes.

DAVIS (15) a calculé la vitesse de rotation du broyeur correspondant à une efficacité maximale de broyage; cette vitesse correspond à la plus grande valeur de W , soit pour $\frac{N}{N_c} = 0,76$.

L'expression de la puissance ainsi calculée ne fait pas intervenir les pertes d'énergie par friction des billes entre elles et sur la paroi. De plus, elle s'applique à un broyeur tournant à une vitesse de rotation élevée.

I - 2 - 2 - INFLUENCE DU GLISSEMENT

Comme on le verra plus loin dans la partie expérimentale, le cylindre peut tourner à des vitesses de rotation nettement supérieures à la vitesse critique sans qu'il y ait centrifugation des billes. Ceci est dû au glissement de la charge sur la paroi intérieure. HALBART et FREYMAN (20) ont étudié "l'influence" de ce glissement. Pour cela, ils considèrent une particule P soumise aux seules forces centrifuges et de gravité, indépendamment des actions des corps adjacents (figure 5a). La similitude des triangles OPM et PBD montre que la résultante à laquelle est soumise chaque particule est :

$$f = M \omega^2 \cdot MP \quad (21) \quad \text{où le point } M \text{ est tel que } OM = \frac{g}{\omega^2}$$

La densité des forces qui agissent sur la paroi par unité de largeur du cylindre est (fig. 5b)

$$df = \frac{\omega^2 \rho}{3} (MA^3 - MB^3) d\beta \quad (22)$$

L'effet des forces qui agissent sur la surface intérieure du cylindre est supérieur à celui d'une force résultante unique; pour cela, les auteurs calculent la force F_i par élément d'angle. La force F_i obtenue pour chacun de ces éléments d'angle se décompose en une force Normale N_i et tangentielle T_i

La condition, pour qu'il n'y ait pas de glissement, θ étant le coefficient de frottement entre la charge et la paroi intérieure, est donnée par la relation :

$$\theta (\sum N_i) > \sum T_i \quad (23)$$

La puissance transmise par le cylindre à la charge quand il n'y a pas de glissement est :

$$P = 2 \pi N R (\sum T_i) \quad (24)$$

S'il y a glissement, cette puissance sera :

$$P = 2 \pi N R (\sum T_i) \left\{ \frac{N'}{N} \right\} \quad (25)$$

N' est la vitesse réelle du cylindre en cas de glissement qui correspond à la même surface d'équilibre de la charge que pour une vitesse de rotation N en cas de non-glissement.

Le facteur $\frac{N'}{N}$ est le rapport de perte d'énergie.

I - 2 - 3 - GENERALISATION DE L'EXPRESSION DE LA PUISSANCE

D'une manière générale, la puissance consommée par les billes en mouvement dépend des variables suivantes : diamètre D du cylindre, vitesse de rotation N , ρ densité apparente des billes, accélération de la pesanteur g , taux de remplissage X , longueur du cylindre Z , diamètre d_p des particules, coefficient de friction



des particules entre elles μ , coefficient de frottement de la charge sur la paroi intérieure du cylindre θ :

$$P = f(D, N, \rho, g, x, Z, dp, \mu, \theta) \quad (26)$$

On peut développer cette fonction en série de puissances :

$$P = \sum_{i=1}^{\infty} K_i D^{\alpha_i} N^{\beta_i} \rho^{\gamma_i} g^{\eta_i} x^{\xi_i} Z^{\epsilon_i} dp^{\nu_i} \mu^{\epsilon_i} \theta^{\chi_i} \quad (27)$$

où K_i est un nombre pur. Les dimensions des deux membres doivent être les mêmes, soit pour le terme i :

$$M L^2 T^{-3} = (L)^{\alpha_i} (T^{-1})^{\beta_i} (ML^{-3})^{\gamma_i} (L T^{-2})^{\eta_i} (L)^{\epsilon_i} (L)^{\nu_i} \quad (28)$$

$$= M^{\gamma_i} L^{\alpha_i - 3\gamma_i + \eta_i + \epsilon_i + \nu_i} T^{-\beta_i - 2\eta_i}$$

Quel que soit l'indice i , on doit avoir :

$$\begin{aligned} \gamma_i &= 1 \\ \alpha_i - 3\gamma_i + \eta_i + \epsilon_i + \nu_i &= 2 \\ -\beta_i - 2\eta_i &= -3 \end{aligned} \quad (29)$$

Soit trois équations pour six inconnues. Si nous nous fixons η_i, ϵ_i et ν_i , on pourra exprimer les autres inconnues en fonction de ces valeurs. Il vient :

$$\begin{aligned} \gamma_i &= 1 \\ \alpha_i &= 5 - \eta_i - \epsilon_i - \mu_i \\ \beta_i &= 3 - 2\eta_i \end{aligned} \quad (30)$$

M.B. - $I \mu = \operatorname{tg} \varphi$ est la tangente de l'angle de talus des particules
 2θ est la tangente de l'angle que forme la surface plane avec l'horizontale pour que le matériau considéré commence à glisser.

Le développement de la puissance P peut s'écrire :

$$P = D^5 N^3 \rho \sum K_i D^{-\eta_i} \mu^{-\varepsilon_i} \nu_i N^{-2\eta_i} g^{\nu_i} Z^{\varepsilon_i} \frac{dp}{D}^{\nu_i} X^{\xi_i} \mu^{\xi_i} \theta^{\chi_i} \quad (31)$$

ou

$$P = D^5 N^3 \rho \sum K_i \left(\frac{D N^2}{g} \right)^{-\eta_i} \left(\frac{Z}{D} \right)^{\varepsilon_i} \left(\frac{dp}{D} \right)^{\nu_i} X^{\xi_i} \mu^{\xi_i} \theta^{\chi_i} \quad (32)$$

Cette somme représente une fonction Φ des variables $\frac{D N^2}{g}$,

$$\frac{Z}{D}, \quad \frac{dp}{D}, \quad X, \mu \text{ et } \theta$$

$$\text{soit } P = D^5 N^3 \rho \Phi \left[\frac{D N^2}{g}, \frac{Z}{D}, \frac{dp}{D}, X, \mu, \theta \right] \quad (33)$$

$$\text{ou encore } \frac{P}{D^5 N^3 \rho} = \Phi_1 \left[\frac{D N^2}{g} \right] \Phi_2 \left[\frac{Z}{D} \right] \Phi_3 \left[\frac{dp}{D} \right] \Phi_4 [X] \cdot$$

$$\Phi_5 (\mu) \cdot \Phi_6 (\theta) \quad (34)$$

$$P_o = \frac{P}{D^5 N^3 \rho} \text{ est l'indice de puissance ou nombre de puissance.}$$

L'influence de la variable $\frac{Z}{D}$ a été déterminée expérimentalement par ROSE et SULLIVAN (19). Ces derniers ont montré que la fonction $\Phi_2 \left[\frac{Z}{D} \right]$ est linéaire.

$$\Phi_2 \left[\frac{Z}{D} \right] = K_2 \cdot \frac{Z}{D} \text{ où } K_2 \text{ est une constante.}$$

Ces mêmes auteurs ont montré qu'on pouvait négliger l'influence des paramètres $\frac{dp}{D}$ et μ lorsque le rapport $\frac{dp}{D}$ est inférieur ou égal à $\frac{1}{20}$ ce qui est généralement réalisé dans un broyeur.

En effet, le coefficient de friction μ est lié au nombre de billes dans le cylindre. Plus ce nombre est important et donc plus le diamètre des particules est petit pour un même degré de remplissage, moins le mouvement de la charge est perturbé. Pour cette raison,

ROSE et SULLIVAN considèrent à la fois $\bar{\Phi}_3 \left(\frac{d_p}{D} \right)$ et $\bar{\Phi}_5 (\mu)$

ROSE et SULLIVAN ont également déterminé les fonctions

$$\bar{\Phi}_I \left(\frac{D N^2}{g} \right) \text{ et } \bar{\Phi}_4 (X)$$

$$\bar{\Phi}_I \left(\frac{D N^2}{g} \right) = K_I \left(\frac{D N^2}{g} \right)^{-I}$$

où K_I est une constante.

Finalement, l'expression du nombre de puissance s'écrit :

$$P_o = K_I K_2 \left(\frac{D N^2}{g} \right)^{-I} \cdot \frac{Z}{D} \cdot \bar{\Phi}_4 (X) \cdot \bar{\Phi}_6 (\theta) \quad (35)$$

Si on néglige le glissement le long de la paroi $\bar{\Phi}_6 (\theta) = 1$

et

$$P_o = K_I K_2 \left(\frac{D N^2}{g} \right)^{-I} \cdot \frac{Z}{D} \cdot \bar{\Phi}_4 (X) \quad (36)$$

Les abaques de ROSE et SULLIVAN permettent de calculer les constantes K_I et K_2 ainsi que la fonction $\bar{\Phi}_4 (X)$

RONCO (13) exprime la puissance consommée par des solides granulaires dans les cylindres rotatifs par l'équation :

$$P_o = 0,617 \left(\frac{D N^2}{g} \right)^{-0,965} \cdot \frac{Z}{D} X^{0,5} \quad (37)$$

Dans le cas où le glissement le long de la paroi n'est pas négligeable, il est difficile de déterminer $\bar{\Phi}_6 (\theta)$



θ , variant avec la vitesse de rotation et le degré de remplissage, est difficilement évaluable.

RONCO et collaborateurs (14) ont effectué des mesures avec des garnissages variés. Ils ont exprimé la consommation de puissance par le mouvement des solides granulaires dans des cylindres rotatifs lisses par l'équation :

$$P_o = 1,75 (X - X^{-2}) \left(\frac{D N^2}{g} \right)^{-0,950} \frac{Z}{D} \quad (38)$$



C H A P I T R E I I

DESCRIPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Les études expérimentales du mouvement de la charge et de la puissance consommée ont été effectuées dans un cylindre rotatif. Les variations de la puissance sont mesurées à l'aide d'un couplemètre.

II - I - CYLINDRE ROTATIF

Le cylindre rotatif est constitué d'une tôle en acier inoxydable de 1,5 mm d'épaisseur ($\varnothing = 136$ mm, $L = 150$ mm) (fig.6). Cette tôle est fixée aux deux extrémités à l'aide de deux brides. A l'entrée, la bride est centrée par un tube en acier inoxydable (4) qui, lui-même, est fixé rigidement par un manchon (3). La liaison bride-tube de centrage est effectuée par le roulement à billes, ce qui assure la liberté de rotation de la bride. La bride située à l'autre extrémité du cylindre repose sur deux galets d'entraînements (22).

La rotation du cylindre est réalisée par une transmission par chaîne comprenant une roue dentée de 48 dents fixée sur le cylindre (5) et d'un pignon denté de 13 ou 25 dents d'entraînement. Un variateur de vitesse continu permet de transmettre à ce pignon des vitesses de rotation comprises entre 170 et 600 tours/mn.



Le variateur est constitué de deux poulies de diamètre variable; la poulie motrice reliée directement sur l'arbre d'un moteur, (0,25 CV - 750 tours/minute) et d'une poulie réceptrice. Entre cette poulie et le pignon d'entraînement, est inséré un couple-mètre.

I - 2 - DESCRIPTION DU COUPLE-METRE

La puissance transmise par le moteur au cylindre rotatif est mesurée à l'aide d'un couple-mètre (fig.7), constitué par une lame de torsion située entre l'arbre moteur (poulie réceptrice du variateur) et l'arbre de transmission. L'angle de torsion de la lame est mesuré à l'aide d'un potentiomètre cylindrique. Le curseur du potentiomètre est relié rigidement à l'arbre moteur, tandis que le potentiomètre est fixé sur l'arbre de transmission. Une variation de torsion de la lame $d\alpha$ correspond un déplacement dx du curseur et une variation dv du potentiel.

L'expression reliant la variation dv à $d\alpha$ est simple. On sait, en effet, que :

$$d\alpha = \frac{dC}{G I_0}$$

α = angle de torsion
 C = couple de torsion
 G = module de torsion du métal constituant la lame
 I_0 = moment d'inertie de la barre de torsion.

La variation de potentiel dv due au déplacement dx du curseur est : $dv = idR = Adx$.

On suppose que l'intensité est constante.



A est une constante dépendant du fil constituant la résistance du potentiomètre.

$$dx = L d\alpha$$

L = distance du curseur à l'extrémité de l'arbre moteur. Soit :

$$dv = A L \frac{dC}{G I_o} = B dC$$

B = $\frac{A L}{G I_o}$ est une constante qui dépend de la lame

de torsion et du potentiomètre.

On a, finalement, la relation linéaire entre le potentiel et le couple de torsion :

$$V = B C + V_o$$

V_o est le potentiel quand le couple exercé sur la lame est nul.

La mesure absolue du couple C est effectuée en statique à l'aide d'une poulie à laquelle sont suspendus différents poids. La poulie est fixée sur l'arbre de transmission en aval du couplemètre, tandis que l'arbre moteur, issu du variateur, est tenu immobile. A chaque lame de torsion utilisée, on associe une courbe d'étalonnage $V = f(c)$. Cette courbe doit être linéaire, sinon les contraintes de torsion exercées sur la lame sont supérieures à la limite d'élasticité du métal.

Les lames de torsion utilisées (⑥) (200 mm x 20 mm x 1,5 mm) sont en acier trempé. Les bornes du potentiomètre et du curseur sont alimentées par des contacts tournants (⑧). Le potentiomètre est soumis à une tension continue de 6 volts. Afin d'augmenter la précision des mesures et de donner plus de souplesse à l'appareil



on règle le Zéro en plaçant le voltmètre de mesure entre le curseur d'un autre potentiomètre placé en parallèle par rapport au premier. On a donc directement la mesure :

$$V = B C$$

$$V_0 = 0$$

Le bon fonctionnement de ce couple-mètre exige un équilibrage minutieux de l'ensemble en rotation, et tout spécialement du potentiomètre.

De plus, pour obtenir une sensibilité satisfaisante pour les mesures des très faibles couples, on utilise des lames dont le moment d'inertie est faible. Dans ce cas, le couple de démarrage peut dépasser la limite d'élasticité du métal de la lame. On doit donc faire en sorte que cette limite ne soit pas atteinte. Pour limiter ce couple de démarrage, on procède à la mise en marche et à l'arrêt du cylindre aux vitesses de rotation les plus faibles possibles.

C H A P I T R E I I I

RESULTATS EXPERIMENTAUX

Nous nous sommes proposés d'étudier les conditions dynamiques d'un lit de billes dans un cylindre rotatif au cours de la rotation du cylindre, et la consommation de puissance correspondante. Nous avons effectué différents essais expérimentaux en vue de définir une expression quantitative du nombre de Puissance, tel qu'il est défini dans l'équation (37) et (38) par RONCO et collaborateurs, pour les solides granulaires.

Toutes nos mesures ont été réalisées à l'aide du même cylindre ($Z = 150$ mm $\Phi = 136$ mm) et d'un seul garnissage (billes en acier de diamètre de 6 mm). Afin d'étudier l'influence de l'état de surface du cylindre, nous avons opéré suivant deux conditions, en recouvrant d'une grille ($5 \times 5 \times 0,8$) la paroi intérieure du cylindre, puis avec le cylindre lisse.

Deux sortes de glissement sont, en effet, à craindre qui perturbent le mouvement de la charge : le glissement le long de la paroi du cylindre et le glissement des différentes couches de billes les unes par rapport aux autres. La présence de la grille a pour effet d'augmenter la rugosité de la paroi et donc de diminuer le glissement le long de celle-ci. De plus, pendant leur mouvement ascendant, les billes de la deuxième couche se disposent dans les

creux de la première couche, et ainsi de suite. On obtient ainsi un empilement du lit des billes suivant un système cubique centré assez lâche (les dimensions de la grille sont telles que les billes de la première couche ne se touchent pas toutes les unes les autres). Une bille qui se trouve posée sur une telle couche a quatre points de contact. On imagine que, dans un tel agencement, les forces de frottement billes sur billes seront plus importantes que dans le cas d'un empilement hexagonal compact, d'où un glissement moins important des couches les unes sur les autres.

Nous distinguerons, dans ce qui suit, l'étude du mouvement de la charge avec et sans glissement, et l'étude de la consommation de puissance correspondante.

III - I - MOUVEMENT DE LA CHARGE

Nous avons essayé de déterminer les vitesses correspondant aux six états de mouvement définis par RONCO (13) pour l'agitation des solides granulaires. En fait, les boulets n'ont qu'un seul mouvement constitué par une trajectoire circulaire et parabolique plus ou moins amplifiée, et il est difficile de mesurer avec précision les vitesses de rotation correspondant à la transition de chacun de ces états. Le volume apparent de la charge en mouvement augmente constamment avec la vitesse de rotation sans qu'il y ait de variations brutales.

A l'état de cascade, l'énergie communiquée aux billes au cours de leur mouvement ascendant n'est pas suffisante pour les

projeter dans l'espace suivant une trajectoire parabolique, les billes tombent sur la partie ascendante en roulant sous la forme d'une cascade. Le volume apparent de la charge en mouvement est légèrement supérieur au volume du lit fixe. En augmentant la vitesse de rotation, la trajectoire parabolique devient plus nette, les billes sont projetées dans l'espace et retombent sur une partie du lit en cascade. La transition entre ces deux états est très difficile à observer et donc à déterminer quantitativement.

Par contre, l'état d'équilibre est plus facilement discernable. On peut plus aisément observer lorsque les points de chute des boulets ne retombent pas sur une partie du lit en cascade. Le mouvement d'une particule est uniquement constitué, dans ce cas, par une trajectoire circulaire et parabolique. Cet état de mouvement se prolonge jusqu'à la centrifugation de la première couche des boulets. La vitesse de rotation marquant le début de l'état d'équilibre, correspond à la hauteur maximale de la trajectoire parabolique. En se référant au Chapitre I (fig.I) on pourra écrire, en adoptant l'hypothèse des trajectoires paraboliques de DAVIS, (15) que

$$h = Y_S - Y_Q \quad \text{est maximale}$$

où Y_S et Y_Q sont respectivement les coordonnées du sommet S de la parabole et du point de chute Q .

Les coordonnées du sommet S de la parabole s'obtiennent aisément en annulant la dérivée $\frac{dY}{dX} = 0$

$$S \quad \begin{cases} Y_S = \frac{g}{2 \omega^2} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha \\ X_S = \frac{g}{\omega^2} \sin \alpha \cos^3 \alpha \end{cases}$$

Les coordonnées du point Q sont :

$$Q \quad \begin{cases} Y_Q = - \frac{4g}{\omega^2} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha \\ X_Q = \frac{4g}{\omega^2} \sin \alpha \cos^3 \alpha \end{cases}$$

où $h = Y_S - Y_Q = \frac{g}{2} \frac{r^2}{g^3} \omega^2 (g^2 - r^2 \omega^4)$

Si on se réfère aux boulets périphériques : $r = R$ (rayon du cylindre)

$$\frac{dh}{d\omega} = - \frac{R^2}{g^3} \omega (g^2 - 3 \omega^4 R^2)$$

soit $\frac{dh}{d\omega} = 0$ pour $\omega = \frac{1}{\sqrt[4]{3}} \sqrt{\frac{g}{R}}$

On peut également définir cette vitesse par rapport à la vitesse critique du cylindre

$$N_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R}} \text{ en tr.mm}^{-1}$$

$$\frac{N_{\text{éq}}}{N_c} = \frac{1}{\sqrt[4]{3}} \sim 0,76$$

Notons que cette vitesse correspond également à l'efficacité maximale du broyage évalué d'après la vitesse de chute des boulets.



Pour les vitesses de rotation du cylindre supérieures à N_{eq} , l'état d'équilibre s'amplifie, le volume apparent de la charge augmente jusqu'à occuper le volume total du cylindre à la vitesse critique N_c . On atteint l'état de saturation lorsque le lit des billes est "fluidisé" et occupe tout le volume du cylindre. L'état de saturation est donc un cas particulier de l'état d'équilibre. Il marque la transition entre l'état d'équilibre et l'état de précentrifugation.

Pour les vitesses de rotation supérieures à la vitesse critique N_c , les billes se centrifugent progressivement couche par couche, jusqu'à la centrifugation complète du lit N_{ct} . Le mouvement de la charge correspond, dans ce cas, à l'état de précentrifugation.

La définition des différents états de mouvement est résumée dans le tableau ci-dessous :

Parents:	:	:	:	:	:
de	: cascade	: cataracte	: équilibre	: saturation	: précentrifugation
13.	:	:	:	:	:
de	:	:	:	:	:
tion	: $0 < N < N_I$	: $N_I < N < N_{eq}$	: $N_{eq} < N < N_c$	: $N = N_c$	: $N_c < N < N_{ct}$
N	:	:	:	:	:

: Etat de mts	: Centrifugation
: vitesse de	:
: rotation N	: N > Nct
:	:

où
$$N_{\text{eq}} = \frac{30}{\pi^4 \sqrt{3}} \sqrt{\frac{g}{R'}} \quad (39) \quad \text{en tr.mm}^{-1}$$
 avec $R' = R - \frac{dp}{2}$

$$N_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R'}} \quad (40)$$

$$N_{ct} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R' - (n-1) \frac{dp \sqrt{6}}{3}}} \quad (41)$$

n est le nombre de couches centrifugées, dp le diamètre des boulets. Pour le calcul de N_{ct} on a supposé que les boulets à la centrifugation s'ordonnaient suivant le système hexagonal compact. En raisonnant par rapport au système cubique centré, on remplacera l'expression sous le radical par :

$$\frac{g}{R' - (n-1) \frac{dp \sqrt{2}}{2}}$$

Nous n'avons pas trouvé d'expression quantitative théorique permettant d'évaluer N_I . La détermination expérimentale de cette vitesse de transition est elle-même très imprécise.

Nous examinerons successivement les mesures effectuées en présence de la grille et dans le cas du cylindre lisse.

III - I - I - PRESENCE DE LA GRILLE

Les différents états de mouvements observés sont illustrés sur les figures (8, 9, 10, 11, 12). Pour pouvoir filmer le mouvement des billes, nous avons fixé une vitre transparente à l'extrémité du cylindre.

La vitesse théorique d'équilibre calculée d'après l'équation

précédente (38), compte tenu de l'épaisseur de la gille est :
 $N_{eq} = 90$.

Les vitesses effectivement mesurées sont consignées dans le tableau ci-dessous, où N' désigne la vitesse de rotation du cylindre en tours-minute et X le degré de remplissage (on entend par degré de remplissage le rapport entre le poids de la charge et le poids de la charge maximale). Nous avons déterminé expérimentalement ces vitesses par observation visuelle.

N'	132	106	98	94	93	92	92	93	92	93	92	92
X	0,125	0,2	0,3	0,38	0,4	0,44	0,5	0,55	0,56	0,62	0,64	0,74

Pour les degrés de remplissage supérieurs à 0,3, les vitesses de rotation à l'état d'équilibre sont constantes et approximativement égales à la vitesse théorique, à l'erreur expérimentale près. Nous devons, en effet, tenir compte de l'imprécision du compte tour $dN' = 2 \text{ tr.mn}^{-1}$ et du manque de précision sur l'estimation de l'état de mouvement par simple observation visuelle. On peut considérer que l'erreur de mesure est $dN = \pm 5 \text{ tr.mn}^{-1}$.

Pour les degrés de remplissage $X < 0,3$, les vitesses mesurées sont supérieures à la vitesse théorique. Ceci provient du glissement de la charge sur la paroi du cylindre malgré la présence de la grille.

Les mesures des vitesses de rotation de centrifugation des différentes couches sont groupées dans le tableau III. Au bas du

tableau, sont inscrites les vitesses théoriques correspondantes.

TABLEAU II

Vitesses de centrifugation des différentes couches

N' en tours/minute

X	n° des couches :		1 (N'c) :		2 :		3 :		4 :		5 :	
	a - b :		a - b :		a - b :		a - b :		a - b :		a - b :	
0,74	I18	I18	I22	I22	I29	I29	I41	I39	I57	I54		
0,62	I18	I18	I23	I23	I34	I34	I46	I43	I76	I71		
0,55	I21	I20	I27	I27	I42	I39	I60	I56	-			
0,5	I21	I21	I28	I28	I46	I44	I70	I64	-			
0,44	I23	I21	I32	I29	I49	I46	-	-	-	-		
0,4	I25	I21	I41	I36	I66	I62	-	-	-	-		
0,38	I25	I21	I43	I40	I66	I62	-	-	-	-		
0,3	I26	I22	I46	I44	I67	I65	-	-	-	-		
0,20	I30	I25	I67	I60	-	-	-	-	-	-		
Q, I25	I35	I25	-	-	-	-	-	-	-	-		
Vitesse théorique	I18		I22		I27		I33		I39			

Pour calculer les vitesses théoriques de centrifugation, nous avons supposé que l'empilement des billes, du fait de la présence de la grille, se réalisait suivant un système cubique centré.

Pour chaque couche, les valeurs situées dans la colonne (a) correspondent à la centrifugation, les valeurs situées dans la colonne (b) désignent les vitesses de décentrifugation. Ces nombres sont très peu différents, sauf pour $X = 0,125$.

Le rapport $\frac{N}{N'}$, où N' est la vitesse réelle du cylindre et N la vitesse théorique du cylindre correspondant au même état de mouvement, dépend du coefficient de frottement θ et du degré de remplissage X . Les courbes de la figure (I3) représentent les variations du rapport $\frac{N}{N'}$ pour les différentes couches en fonction du degré de remplissage. Le rapport $\frac{N}{N'}$ pour la première couche traduit le glissement le long de la paroi. Ce glissement est négligeable à l'exception des très faibles taux de remplissage. Pour les autres couches, le rapport $\frac{N}{N'}$ indique le glissement des couches les unes par rapport aux autres.

III - I - 2 - CYLINDRE LISSE

Nous avons effectué les mêmes mesures en l'absence de la grille, le glissement dans ce cas est nettement supérieur. Pour les degrés de remplissage faibles ($X \leq 0,4$), nous n'observons que trois états de mouvements :

- l'état de cascade aux faibles vitesses,
- l'état de cataracte pour les vitesses plus élevées,
- l'état de centrifugation complète du lit pour une vitesse de rotation nettement supérieure à la vitesse théorique de centrifugation.

Aux vitesses décroissantes, les couches se décentrifugent à des vitesses différentes.

Pour les degrés de remplissage supérieurs à 0,40, le mouvement de la charge passe par les différents états : cascade, cataracte, équilibre, précentrifugation, centrifugation. Les résultats de nos mesures expérimentales sont résumés dans le tableau III. La figure (I4) représente le rapport $\frac{N}{N'}$ en fonction du degré de remplissage. On constate que, pour la première couche, ce rapport est nettement plus important qu'en présence de la grille.

TABLEAU III

Vitesse de rotation correspondant :

a - à la centrifugation

b - à la décentrifugation.

N° des couches :	I. (N'c) :	2 :	3 :	4 :	5 :
X n :	a - b :	a - b :	a - b :	a - b :	a - b :
0,69	II4 - II4	I20 - I20	I36 - I30	I53 - I42	I77 - I54
0,6	II5 - II5	I29 - I27	I40 - I37	I67 - I56	2I8 - I96
0,55	I2I - II7	I3I - I30	I52 - I43	I88 - I52	
0,5	I4I - II8	I4I - I34	I70 - I42	2I0 - I82	
0,46	I66 - II8	I66 - I4I	I66 - I56	2I6 - I92	
0,44	I89 - I20	I89 - I46	I89 - I66		
0,4	292 - II8	292 - I56	292 - I77		
0,35					
0,3					
Vitesse théorique :	II7	I22	I27	I33	I40

$$N_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R'}}$$

$$N_{THi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{R' - \frac{(n-1)dp\sqrt{6}}{3}}}$$

$$R' = R - \frac{dp}{2}$$

La mesure de la vitesse de centrifugation de la dernière couche est très imprécise. Le nombre de billes qui restent est souvent insuffisant pour former une couche complète. Le glissement de ces quelques billes sur les couches centrifugées est d'autant plus important que le nombre de billes est plus faible. Toutes les mesures groupées dans les tableaux II et III s'arrêtent à la centrifugation de l'avant-dernière couche.

Le rapport $\frac{N}{N'}$ à la décentrifugation traduit une "viscosité" du lit de billes centrifugé. Cette "viscosité" est due à un couple résistant de frottement causé par les quelques billes non centrifugées (fig. I5).

Chaque bille non centrifugée exerce, au cours de son mouvement ascendant Q P, une force de frottement F. Le couple résistant qui s'oppose au mouvement du lit centrifugé est :

$$C = (\Sigma F) r$$

La "viscosité" du lit centrifugé peut se définir par la relation

$$\tau = \mu \frac{\Delta v}{\Delta r}$$

où τ est la force tangentielle exercée sur le lit par unité de surface, μ la viscosité et Δv la différence de vitesse linéaire des différentes couches séparées entre elles par l'épaisseur Δr .

La détermination de μ nécessite la connaissance de τ et du gradient de vitesse à un instant donné, c'est-à-dire pour une vitesse de rotation donnée du cylindre.

La force résultante de frottement peut s'écrire :

$$\Sigma F = \tau \cdot S = \tau \widehat{QP} \cdot Z$$

Le couple correspondant est :

$$C = \tau \widehat{QP} Z. r.$$

et la puissance s'opposant à la rotation du cylindre, en première approximation (en négligeant les interactions des billes non centrifugées entre elles) :

$$P = 2 \pi N' C$$

Toutefois, la précision de notre couple-mètre ne nous permet pas de mesurer cette faible puissance. De plus, la détermination du gradient de vitesse linéaire et de l'arc $\widehat{QP}$ à l'aide de film photographique, n'est pas suffisamment précis dans notre cas. Ceci fera l'objet d'une étude ultérieure.

III - 2 - PUISSANCE CONSOMMÉE

Nous présentons successivement les techniques de mesures utilisées, puis l'influence des différents paramètres sur la consommation de puissance obtenue.

III - 2 - I - TECHNIQUES DE MESURES

La puissance consommée par les billes au cours de la rotation du cylindre est évaluée à l'aide du couple-mètre situé sur l'arbre de transmission. L'angle de torsion de la lame est mesuré électriquement en dynamique par la différence de potentiel causée par le déplacement du curseur sur le potentiomètre cylindrique. Le couple ainsi mesuré :

$$C = \frac{V}{B} - V_0$$

permet de calculer la puissance :

$$P = C \omega$$

où ω est la vitesse angulaire de l'arbre de transmission, soit

$$\omega = \frac{2 \pi N}{60}$$

N est la vitesse de rotation de l'arbre de transmission en nombre de tours par minute

$$P = C N \frac{\pi}{30}$$

La vitesse de rotation du cylindre est $N' = Nr$, où r est le rapport de transmission.

Les mesures expérimentales, outre l'étalonnage de la lame de torsion avant et après chaque manipulation, afin de s'assurer de sa fidélité, comprennent la mesure de la puissance dissipée par le cylindre vide, puissance consommée par les frottements divers (roulements à billes, transmission par chaîne, frottements sur les galets de support) et la mesure de la puissance lorsque le cylindre renferme son garnissage. La différence de mesures obtenues fournit la puissance effectivement consommée par les billes en mouvement. Nous décrirons, tout d'abord, la technique utilisée pour l'étalonnage des lames du couple-mètre et pour la consommation de puissance, puis la précision des résultats obtenus.

III - 2 - I - I - COURBE D'ETALONNAGE

L'étalonnage de la lame est effectué en statique. L'arbre de transmission en amont du potentiomètre est tenu immobile. La

partie de l'arbre en aval du potentiomètre est munie à son extrémité d'une poulie ($d = 140$ mm). On suspend à cette poulie, à l'aide d'un fil d'acier très fin (2/10 mm) des poids variables p qui exercent sur l'arbre des couples de torsion

$$C = p \times \frac{d}{2}$$

A chacun de ces couples correspond une différence de potentiel due au déplacement du curseur sur le potentiomètre. La courbe d'étalonnage

$$V = f(C)$$

est une droite. A chaque lame utilisée est associée une telle courbe.

La figure (I6) représente une courbe d'étalonnage ainsi obtenue; les mesures expérimentales correspondantes sont consignées dans le tableau IV.

La mesure des faibles couples, lorsque le couple à mesurer est de l'ordre de grandeur du couple résistant du curseur sur la piste du potentiomètre, manque de précision. Nous n'avons mesuré que les couples supérieurs à 0,5 Kg-cm.



TABLEAU IV

grammes	150	200	280	336	350	400	450	470	542	602	626	660
C												
Kgf-cm	1,05	1,4	1,96	2,35	2,45	2,8	3,15	3,29	3,79	4,21	4,38	4,62
V												
Volts	3,4	4	5,3	6	6,2	6,5	7,1	7,4	8,6	9,1	9,4	10,2
	+3,7				-6							

Pour une même lame, on établit deux courbes d'étalonnage avant et après chaque manipulation. Le fait que les deux courbes ne coïncident pas, signifie que la lame s'est détériorée au cours de la manipulation. Cela peut être dû au couple de démarrage qui, en étant trop élevé, provoque dans la lame des contraintes de torsion supérieures à la limite d'élasticité du métal. On atténue le couple de démarrage en procédant à la mise en marche et à l'arrêt du cylindre aux vitesses les plus faibles possibles.

Nous n'avons pas reproduit les valeurs expérimentales des différents étalonnages effectués. On retrouvera aisément la relation $V = f(C)$ d'après les mesures de puissance.

III - 2 - I - 2 - PUISSANCE CONSOMMÉE PAR LE CYLINDRE A VIDE

La puissance consommée par le cylindre à vide est causée par les divers frottements en aval du couple-mètre (frottements du cylindre sur les galets, frottements de l'axe de centrage et de



l'arbre de transmission sur les roulements à billes, perte d'énergie par la transmission par chaîne). Afin de se rapprocher le mieux possible des conditions de frottements dans le cas où le cylindre renferme le lit de billes, nous introduisons dans celui-ci un "poids mort" équivalent au poids des billes. A chaque taux de remplissage X correspond donc une courbe à vide. Ces différentes courbes sont très proches et pratiquement confondues.

Dans les tableaux en annexes I et II, nous n'avons reproduit que les résultats expérimentaux des essais à vide qui étaient légèrement différents.

III - 2 - I - 3 - PUISSANCE TOTALE CONSOMMEE PAR LE CYLINDRE CONTENANT LES BILLES

Nous n'avons opéré qu'avec une seule catégorie de billes ($d_p = 6 \text{ mm}$). On distinguera les deux cas, suivant que la paroi intérieure du cylindre est recouverte d'une grille ($5,5 \times 5,5 \times 0,8$) ou que la paroi est lisse. La puissance totale nécessaire pour faire tourner le broyeur est la somme de deux termes :

- la puissance consommée par le cylindre à vide, égale à la puissance qu'il faut pour faire tourner à la même vitesse un volant de poids égal à celui du broyeur et de sa charge,
- la puissance effective qui assure le mouvement de la charge.

III - 2 - I - 4 - PRECISION DES MESURES

Les erreurs commises par la mesure de la puissance proviennent des imprécisions de l'évaluation de la vitesse de rotation N

et du couple C. La puissance consommée s'écrit :

$$P = \frac{C}{100} \times \frac{2 \pi N}{60}$$

$$\frac{dp}{P} = \frac{dC}{C} + \frac{dN}{N}$$

avec $dC = 0,2 \text{ Kg-cm}$

$dN = 5 \text{ tours-minute.}$

Les erreurs relatives des mesures de puissance à vide et avec le garnissage s'ajoutent; ainsi, on peut obtenir une erreur relative maximale de :

$$\frac{d p}{P} = 20 \%$$

La courbe de la figure (I7) illustre l'imprécision de nos mesures. Cependant, le grand nombre de mesures expérimentales diminue ce degré d'incertitude.

III - 2 - 2 - RESULTATS OBTENUS

L'ensemble des résultats obtenus est consigné dans les tableaux en annexes I et II. Les seuls paramètres que nous faisons varier sont la vitesse de rotation N' et le taux de remplissage X , et deux valeurs différentes de θ et μ suivant que l'on opère en présence de la grille ou avec le cylindre lisse.

Les courbes des figures (I7, I8, I9, 20, 2I, 22) représentent les variations de la puissance en fonction de la vitesse de rotation : $P = f(N')$ à X constant et du degré de remplissage $P = f(X)$ à N constant (fig. 23, 24).

Nous examinerons successivement l'influence de ces deux paramètres.

III - 2 - 3 - INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROTATION

Nous distinguerons, tout d'abord, le cas où la grille limite le glissement le long de la paroi.

III - 2 - 3 - I - PRESENCE DE LA GRILLE

Pour un degré de remplissage donné, la consommation de puissance due au mouvement des billes dans le cylindre, augmente presque linéairement pour une vitesse de rotation croissante jusqu'à l'état de saturation. Le couple mesuré n'augmente que très légèrement de l'état de cascade à l'état de saturation. Pour les vitesses de rotation plus élevées, les billes se centrifugent progressivement, le couple mesuré diminue. La puissance s'annule à la centrifugation totale du lit de billes.

III - 2 - 3 - 2 - CYLINDRE LISSE

Comme précédemment, la puissance consommée par le mouvement des billes augmente presque linéairement pour les vitesses de rotations croissantes jusqu'à l'état de saturation. Les couples correspondants mesurés sont légèrement inférieurs au cas précédents. Pour $X \geq 0,55$, les courbes de la puissance en fonction de la vitesse de rotation sont pratiquement confondues avec les précédentes aux erreurs expérimentales près. Pour les degrés de remplissage plus faibles, la chute de la puissance à la vitesse de centrifugation est

plus brutale. Les couches de billes se centrifugent simultanément. Aux vitesses décroissantes, les couches se décentrifugent à des vitesses inférieures à la vitesse de centrifugation initiale. Les figures (21 et 22) illustrent ce phénomène d'hystérésis.

Dans l'un et l'autre cas, nous observons que l'accroissement de la puissance consommée en fonction de la vitesse de rotation est pratiquement linéaire de l'état de cascade à l'état de saturation quand le glissement est négligeable ou jusqu'à la centrifugation quand le glissement est plus important. Ces constatations ont été faites par différents auteurs qui ont exprimé leurs résultats expérimentaux sous forme d'équation non dimensionnelle.

ROSE et SULLIVAN (19) ont trouvé que le nombre de puissance

$$P_o = \frac{P}{\rho D^5 N^3}$$
 est inversement proportionnel au nombre de Froude

$$P_o = K \cdot F_r^{-1} \quad \text{pour } X \text{ donné,}$$

$$\text{soit } P = K' \cdot N$$

RONCO obtient de même, pour les solides granulaires, l'expression :

$$P_{oz} = K F_r^{-0,95} \quad \text{où } P_{oz} = \frac{P}{\rho D^4 N^3 z}$$

$$\text{soit } P = K' N^{+1,1}$$

Aucun de ces auteurs ne donne l'explication de cette relation simple. Représentons la section du cylindre par un plan perpendiculaire à son axe (fig.25), la rotation du broyeur donne à la charge une forme d'équilibre dynamique, dont le centre de gravité est figuré en G à une distance s de l'axe :

$s = OG$; OG fait un angle φ avec la verticale OY' . Le couple qui s'oppose au mouvement du cylindre est :

$$C = K Mg s. \sin\varphi \quad (42)$$

où Mg est le poids de la charge totale; k est un facteur de proportionnalité indiquant la fraction de la charge non projetée dans l'espace. $(1 - k)$ indique la fraction de la charge qui est projetée dans l'espace. L'angle φ augmente de l'angle φ_0 (φ_0 = angle de talus pour la vitesse nulle) à une valeur maximale à l'état d'équilibre pour $N = N_{eq}$. Par contre, la quantité de billes projetées dans l'espace augmente avec la vitesse de rotation de l'état de cascade à l'état d'équilibre, d'où les valeurs décroissantes de k et croissantes de $OG = s$.

De l'état de cascade à l'état d'équilibre, nous assistons donc à une augmentation du produit $OG \sin\varphi$ et à une diminution de kMg . Le produit résultant

$$k M g. OG \sin\varphi \quad \text{est constant.}$$

Nous sommes contraints de nous limiter à cette explication qualitative : les variations quantitatives de ces paramètres sont difficilement mesurables.

III - 2 - 4 - INFLUENCE DU DEGRE DE REMPLISSAGE

Les variations de la consommation de puissance en fonction du degré de remplissage, à des vitesses de rotation constantes, diffèrent légèrement suivant que l'on opère avec le cylindre muni de la grille ou avec le cylindre lisse.

III - 2 - 4 - I - PRESENCE DE LA GRILIE

Les courbes obtenues (fig.23) ont une forme parabolique admettant un maximum pour les valeurs de X comprises entre 0,45 et 0,55. Elles s'annulent pour $X = 0$ et $X = 1$. On peut penser que la puissance est reliée à la variable X par une relation de la forme :

$$P = K (X - X^2) \quad (43)$$

où K varie en fonction de la vitesse de rotation.

III - 2 - 4 - 2 - CYLINDRE LISSE

Les courbes de la figure (24) montrent que, pour de faibles vitesses de rotation, on a une relation identique au cas précédent. Pour les vitesses de rotation plus élevées, le glissement sur la paroi perturbe le mouvement de la charge : la relation qui relie la consommation de puissance à la variable X , dans ce cas, n'est pas simple. La partie croissante de la courbe est nettement plus accentuée, et elle subit une chute brutale après le maximum.

D'une façon générale, pour les vitesses de rotation constantes, mais inférieures à N_c (vitesse critique du cylindre), les variations de la puissance en fonction du degré de remplissage est une fonction de la forme :

$$P = K (X - X^2)$$

Pour justifier cette relation, ROSE et SULLIVAN ont proposé une explication. On peut, en effet, considérer (fig.26) que le couple qui s'oppose à la rotation du cylindre est :

$$C = k Hg \cdot OG \cdot \sin \varphi$$

où G est le centre de gravité de la charge. Le produit $Mg \cdot OG$ varie avec le degré de remplissage X . En supposant que la charge ait une pente dynamique représentée sur la figure, on peut aisément calculer le produit $Mg \cdot OG$ en fonction de l'angle θ .
On trouve :

$$Mg \cdot OG = \frac{4}{3} R \sin^3 \theta \cdot L \cdot \rho_a \quad (44)$$

θ dépend du degré de remplissage

ρ_a est la masse spécifique apparente de la charge.

Pour une même vitesse de rotation, l'angle φ varie peu avec le degré de remplissage. De plus, en considérant la géométrie de l'empilement des billes sphériques, on doit s'attendre à ce que l'angle φ atteigne une valeur limite de 30° .

En se basant sur la valeur limite de 30° , l'auteur a obtenu la courbe $C = f(X)$ (fig.27) pour différentes valeurs de X en coordonnées réduites pour couvrir les valeurs s'étendant de 0 à l'unité. Cette courbe a bien la forme d'une parabole, admettant un maximum pour $X = 0,5$, et s'annulant pour $X = 0$ et $X = 1$. En coordonnées réduites, l'équation de cette parabole peut s'exprimer :

$$\frac{C}{C_{\max.}} = K (X - X^2)$$

ou à vitesse de rotation constante :

$$\frac{P}{P_{\max.}} = K (X - X^2)$$

$C_{\max}$ et $P_{\max}$ sont les valeurs du couple et de la puissance correspondant à $X = 0,5$.

Nous avons juxtaposé à la courbe théorique les valeurs expérimentales des puissances mesurées en coordonnées réduites pour différents degrés de remplissage et à des vitesses de rotation constantes.

Cette interprétation suppose que l'angle φ ne varie pas avec le degré de remplissage et que, pour une vitesse de rotation donnée, il y ait une même fraction de la charge projetée dans l'espace ($k = c^{\frac{1}{2}}$). Sur la figure 27, nous avons représenté les différentes valeurs $\frac{P}{P_{\max}}$; on constate ainsi que les variations de la puissance en fonction du degré de remplissage, obéissent à une loi de la forme

$$\frac{P}{P_{\max}} = 4 (X - X^2)$$

Cette relation ne s'applique, toutefois, que pour les vitesses de rotation $N' < N_c$.

III - 2 - 5 - PRESENTATION NON DIENTIONNELLE DE LA CONSOMMATION DE PUISSANCE

Considérons une particule prise isolément sur la paroi, elle est soumise à une force normale :

$$n = m \omega^2 r - mg \cos \beta \quad (44)$$

et une force tangentielle :

$$t = \theta n - mg \sin \beta \quad (45)$$

où θ est le coefficient de frottement sur la paroi.

$$\text{soit : } t = \theta [m \omega^2 r - mg \cos \beta] - mg \sin \beta \quad (46)$$

La force tangentielle totale appliquée à tout le lit, et rapportée à la paroi, est :

$$T = \sum_S t \quad \text{où } S = \pi D Z$$

La puissance mécanique consommée s'écrit :

$$P = R \omega T \quad T = T \pi N D \quad (47)$$

Si $\overline{\tau}$ désigne la contrainte tangentielle de frottement du "fluide" de billes sur la surface intérieure du cylindre, on a :

$$T = \overline{\tau} \pi D Z \quad (48)$$

$\overline{\tau}$ est une contrainte moyenne étendue à toute la surface du cylindre; elle comprend la contrainte τ_c due à l'énergie critique au point de chute, à la contrainte τ due au frottement sur la paroi, et, enfin, à la contrainte τ_g , donc aux forces de gravité.

$$\overline{\tau} = \frac{1}{\pi D Z} \int (\tau_c + \tau_g + \tau_g) Z R d\beta \quad (49)$$

$$\text{soit } \overline{\tau} = \frac{\tau_c}{\pi D Z} + \tau_g \frac{2\pi - 4\alpha}{2\pi} + \tau_g \frac{2\pi - 4\alpha}{2\pi}$$

$$\text{où } \alpha = \arccos \frac{\omega^2 R}{g}$$

en supposant que les trajectoires des billes sont constituées par les arcs de cercles et des paraboles.

L'intensité de $\bar{z}$ dépend du degré de remplissage X et de la vitesse de rotation N .

La puissance mécanique s'écrit :

$$P = \bar{z} \pi D Z \cdot \pi N D = \bar{z} \pi^2 D^2 N Z \quad (50)$$

De la même manière qu'en mécanique des fluides, il est avantageux d'exprimer la contrainte $\bar{z}$ en la comparant à l'énergie cinétique du "fluide" en écoulement relatif par rapport à cette paroi. Soit :

$$\bar{z} = f/2 \rho_A U^2 \quad (51)$$

ρ_A = masse volumique apparente du lit de billes.

$U = \pi N D$ vitesse linéaire de la paroi, relative au barycentre fixe du "fluide",

$$\text{soit } \bar{z} = f/2 \rho_A \pi^2 N^2 D^2 \quad (52)$$

$$\text{d'où, finalement : } P = \pi^2 D^2 Z N \rho_A \pi^2 N^2 D^2 f/2 \quad (53)$$

$$\text{ou } P = \pi^4 N^3 D^4 Z \rho_A f/2$$

$$\text{d'où il vient : } f/2 = \frac{P}{N^3 D^4 Z \rho_A} \cdot \frac{1}{\pi^4} = P_{oz} \cdot \frac{1}{\pi^4}$$

P_{oz} est l'indice de puissance par unité de longueur du cylindre, on a donc :

$$P_{oz} = f/2 \cdot \pi^4 \quad (54)$$

L'indice de puissance P_{oz} est analogue à un facteur de friction $f/2$ défini en mécanique des fluides. C'est un nombre sans dimension que l'on pourrait désigner comme un facteur de perte d'énergie mécanique.

P_{oz} varie avec la vitesse de rotation et le degré de remplissage pour un matériau donné. Nous avons vu, dans le Chapitre I, que, par l'analyse dimensionnelle, on obtenait, pour un matériau

donné et un cylindre de dimensions géométriques fixes, la relation suivante :

$$Poz = K \Phi_I \left(\frac{DN^2}{g} \right) \cdot \Phi_2 (X) \quad (55)$$

III - 2 - 5 - I - INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROTATION

Pour un degré de remplissage constant, l'indice de puissance Poz sera de la forme :

$$Poz = K. Fr^a$$

Nous avons reporté cette relation sur les figures (29 et (30)). On constate que, pour les nombres de Froude correspondant aux états de cascade, cataracte, jusqu'à l'état de saturation, l'exposant a est compris entre -0,9 et -1, que ce soit en présence de la grille ou avec le cylindre lisse.

Pour les nombres de Froude supérieurs qui correspondent à l'état de précentrifugation, l'indice de puissance diminue. Suivant l'importance du glissement de la charge, les valeurs de Poz décroissent plus ou moins brutalement. On sait, en effet, que pour les degrés de remplissage faibles, le lit se centrifuge simultanément, d'où la chute brutale de la puissance consommée. Par contre, quand le glissement est moins important, les billes se centrifugent progressivement couche par couche; le facteur de perte d'énergie correspondant, Poz, diminue également de façon progressive. Dans ce cas, en assimilant les points expérimentaux à une droite (fig.29) on trouve que l'exposant a est compris entre -2,5 et -3.

D'une manière générale, nous pouvons définir une relation :

$$Poz = K. Fr^a$$

III - 2 - 5 - 2 - INFLUENCE DU DEGRÉ DE REMPLISSAGE

Nous avons vu que la puissance pouvait s'exprimer, à vitesse de rotation constante, sous forme :

$$P = K (X - X^2)$$

soit, puisque le terme $P D^4 N^3 Z$ est constant :

$$Poz = \frac{P}{P D^4 N^3 Z} = K' (X - X^2)$$

III - 2 - 5 - 3 - EXPRESSION GENERALE DE L'INDICE DE PUISSANCE

L'indice de puissance peut donc s'écrire sous la forme de l'équation générale :

$$Poz = K_I \cdot (Fr)^a \cdot (X - X^2) \quad (56)$$

Nous avons représenté sur la figure (31) le produit $Poz \cdot (X - X^2)^{-1}$ en fonction du nombre de Froude à l'échelle normale. Nous constatons que, pour les nombres de Froude supérieurs à 0,05, on a deux courbes suivant qu'on opère avec le cylindre lisse ou en présence de la grille. Sur la figure (32) la différence entre les deux courbes est plus nette, à l'échelle logarithmique. Par contre, pour les nombres de Froude inférieurs à 0,05, les points expérimentaux obtenus en présence de la grille ou avec le cylindre lisse, sont pratiquement confondus; ces points peuvent s'exprimer par la relation :

$$Poz = 1,3 Fr^{-1} (X - X^2) \quad (57)$$

Plus généralement, la consommation de puissance, pour les états de mouvement qui précèdent l'état de précentrifugation,

correspond à la relation (57). Cette relation s'applique pour tous les nombres de Froude inférieurs au nombre de Froude de précentrifugation. Celui-ci dépend des coefficients μ et θ .

Cette équation peut encore s'écrire sous la forme :

$$Poz = 1,3 \mu g. D^3 N Z (X - X^2)$$

ou, si on définit la vitesse de rotation N comme une fraction de

la vitesse critique : $\frac{N}{N_c} = k,$

$$Poz = 8,98 \mu D^{2,5} k Z (X - X^2) \quad (58)$$

A l'état de précentrifugation, l'indice de puissance correspond à la relation :

$$Poz = 3,2 \cdot 10^{-3} \cdot Fr^{-2,8} \cdot (X - X^2) \quad (59)$$

Cette équation dépend des coefficients μ et θ . En effet, suivant un glissement plus ou moins élevé, la centrifugation des différentes couches de billes s'effectuera avec plus ou moins d'écart par rapport à la vitesse théorique.

Il serait intéressant, toutefois, de comparer ces résultats à ceux obtenus par d'autres auteurs.

Sur la figure (32) nous avons représenté la courbe obtenue par RONCO (14). Elle est pratiquement confondue avec celle exprimant nos résultats.

Nous donnons, ci-dessous, un exemple de calcul de la consommation de puissance par un broyeur dont les caractéristiques sont

les suivantes :

$$\frac{N}{N_c} = 0,2 ; X = 0,5 ; D = 0,136 \text{ m.} ; Z = 0,15 \text{ m.} ; dp = 6 \text{ mm.} ;$$

$$\rho_s = 7,7 \text{ g/cm}^3 ; \text{ la densité apparente } \rho = 4,75 \text{ g/cm}^3.$$

En utilisant les abaques de ROSE et SULLIVAN (19), on obtient la consommation de puissance : $P = 2,20 \text{ watts}$. (A partir de l'équation de RONCO, on trouve $P = 2,21 \text{ watts}$), tandis que par l'équation (57), on a $P = 2,19 \text{ watts}$.

Les écarts obtenus sont donc négligeables.

C O N C L U S I O N.

Pour les états de mouvements précédant l'état de précentrifugation, la puissance qui assure le mouvement de la charge dans le broyeur peut être définie par l'équation générale (57). Le glissement le long de la paroi n'a pour effet que de retarder l'état de précentrifugation, et donc d'étendre l'application de cette relation à des vitesses plus élevées. A l'état de précentrifugation, l'expression de l'indice de puissance dépend des coefficients frottements μ et θ . Le nombre limité de nos essais expérimentaux (nous avons opéré pour deux valeurs de μ et de θ) ne nous permet pas d'établir une relation plus générale.

TROISIEME PARTIE

CHAPITRE I - ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE DU TRANSFERT
DE CHALEUR ET DE MATIERE DANS LES
CYLINDRES ROTATIFS.

CHAPITRE II - DISPOSITIF EXPERIMENTAL.

CHAPITRE III - RESULTATS EXPERIMENTAUX.

C H A P I T R E I

ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE DU TRANSFERT DE CHALEUR ET DE MATIERE DANS LES CYLINDRES ROTATIFS.

Le cylindre rotatif est un appareil d'une application très étendue en Génie Chimique :

- pour le séchage, chauffage, refroidissement des solides granulaires, etc. Cependant, nous trouvons dans la littérature très peu d'études fondamentales sur le mécanisme de transfert de chaleur et de matière. Les auteurs se sont surtout attachés à déterminer le temps de rétention du solide granulaire dans le cylindre entre son entrée et sa sortie. (21), (22), (23), (24), (25), (26).

- I - SECHAGE DES SOLIDES GRANULAIRES

Dans les études de transfert de chaleur et de matière, les auteurs ont négligé le transfert par rapport à la paroi du cylindre, et le calorifugeant. De plus, les cylindres utilisés sont munis d'ailettes et les résultats diffèrent suivant le nombre d'ailettes.

MILLER et collaborateurs (22) expriment le flux de chaleur transféré par un gaz chaud à un solide granulaire par l'équation suivante :

$$\frac{Q}{t} = K L D \left(\frac{N - 1}{2} \right) G^n (\Delta T)_{mb} \quad (60)$$

$\frac{Q}{L}$ est le flux de chaleur transféré par unité de temps,
 L = la longueur du cylindre,
 D = le diamètre du cylindre,
 N = le nombre d'ailettes
 G = le débit massique des gaz,

$(T)_{ml.}$ = moyenne logarithmique de la différence de température
 entre le gaz et le solide,
 n et K = sont deux constantes qui dépendent de N et des
 unités choisies.

FRIEDMANN et MARSHALL (27) ont séparé l'étude du transfert
 de chaleur entre le gaz et le solide granulaire sec et le trans-
 fert de chaleur lorsque le solide granulaire était humide, c'est-à-
 dire en opération de séchage.

Le flux de transfert de chaleur (sans séchage) s'écrit :

$$Q_G = Ua \quad V \quad (\Delta T)_{ml} = Q_M + Q_L$$

Q_G est le flux de chaleur transféré par le gaz,
 Q_M est le flux de chaleur reçu par le solide,
 Q_L est le flux de chaleur reçu par la paroi du cylindre,
 Ua est le coefficient de transfert de chaleur volumique,
 V est le volume du cylindre,

$(\Delta T)_m$ est la différence de température vraie entre le gaz et
 le solide.

La mesure de $(\Delta T)_m$ suppose des mesures locales de tempéra-
 ture du gaz et du solide en différents points du cylindre.

De plus, les auteurs ont réduit la perte de chaleur Q_L à la paroi en calorifugeant celle-ci.

De même, le flux de transfert de chaleur, pendant l'opération de séchage, s'écrit

$$Q_{MT} = Q_{MP} + Q_{ME} + Q_{MS}$$

Durant le séchage d'un matériau, par un courant gazeux, on peut considérer trois flux de chaleurs successifs :

- Tout d'abord, le solide humide s'échauffe jusqu'à la température d'évaporation, le flux de chaleur sensible correspondant est Q_{MP} (période de préchauffage). Si le solide reçoit la chaleur du gaz par convection, la température d'équilibre correspondant à l'évaporation est la température humide du psychomètre;
- Pendant l'évaporation, la température reste pratiquement constante; le flux de chaleur nécessaire à évaporer l'eau est la chaleur latente, soit l'expression du flux de chaleur Q_{ME} ;
- Lorsque le flux d'évaporation diminue, la température du solide augmente et tend vers la température du gaz. Cette troisième période correspond à un surchauffage du solide sec. Soit : Q_{MS} .

Le flux de chaleur total transféré par le gaz au solide est la somme de ces trois flux de chaleur. En supposant que le coefficient de transfert de chaleur volumique est constant le long du cylindre, on a :

$$Q_{MT} = U_a V (\Delta T)_m$$

où V est le volume total du cylindre,

U_a est le coefficient volumique de transfert de chaleur,

$(\Delta T)_m$ est la différence vraie de température entre le gaz et le solide en chaque point du cylindre. Le calcul de $(\Delta T)_m$ peut s'obtenir par l'expression suivante :

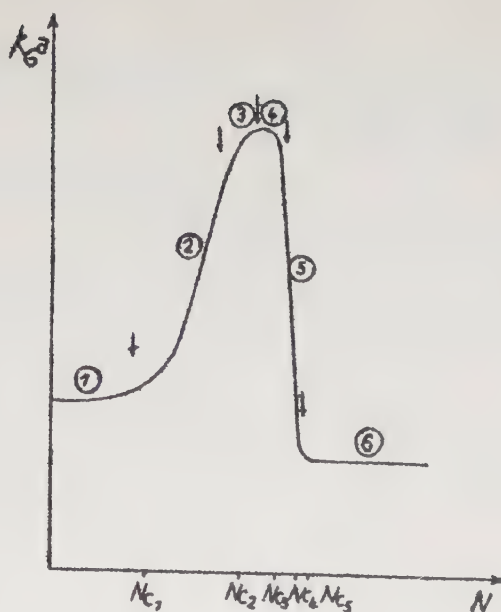
$$\left(\frac{I}{\Delta T}\right)_m = \frac{Q_{MP}}{Q_{MT}} \left(\frac{I}{\Delta T}\right)_{mP} + \frac{Q_{ME}}{Q_{MT}} \left(\frac{I}{\Delta T}\right)_{mE} + \frac{Q_{MS}}{Q_{MT}} \left(\frac{I}{\Delta T}\right)_{mS}$$

On peut considérer que la température d'évaporation de l'eau est la température humide du gaz qui entre dans le cylindre. De plus, on connaît la température du solide aux deux extrémités du cylindre et la température du gaz correspondant. Il est donc aisé d'évaluer $(\Delta T)_m$

Les résultats de cette étude montrent que le coefficient volumique de transfert de chaleur, donné par les équations précédentes, varie avec la vitesse de rotation, le matériau utilisé, le nombre d'ailettes du cylindre, le degré de remplissage, et le débit du gaz.

I - 2 - SUBLIMATION DU PARA-DICHLOROBENZENE PAR UN COURANT D'AIR.

RONCO et collaborateurs (13) ont analysé la vitesse de transfert de matière entre un solide granulaire, dans un cylindre rotatif en fonctionnement discontinu et un courant d'air. En représentant schématiquement la variation du coefficient volumique de transfert de matière $K_g a$ en fonction de la vitesse de rotation du cylindre, on obtient la courbe de la figure ci-contre.



Le coefficient de transfert de matière, dans ces conditions, est fonction des états de mouvement des phases gazeuse et solide granulaire. L'état de mouvement de la phase gazeuse est fonction de la circulation longitudinale du fluide et de l'influence qu'exerce sur celui-ci la rotation du cylindre. Les états de mouvement du solide granulaire, en fonction de la rotation du cylindre, ont été définis dans la Première Partie de ce mémoire.

Les auteurs ont exprimé la cinétique des transferts de matière entre un courant gazeux et un solide granulaire (sphérules du para-dichlorobenzène) dans un cylindre rotatif, par l'équation suivante :

$$Sh = 0,11 Re^{0,46} Fr^{0,14} X^{0,47} \left(\frac{d_p}{D}\right)^{-0,26} \quad (61)$$

où Sh = nombre de Sherwood =
$$\frac{K_G \cdot a \cdot D^2}{D}$$

D = diamètre du cylindre

D = diffusivité moléculaire de la vapeur du para-dichlorobenzène dans l'air.

Le nombre de Reynolds, Re , qui apparaît dans l'équation, correspond à la circulation du fluide.

Les auteurs ont étudié l'évaporation des granules du para-dichlorobenzène dans un courant d'air, ne considérant que le transfert entre le fluide gazeux et le solide granulaire, en négligeant l'effet de la paroi du cylindre.

Par contre, dans notre condenseur rotatif, le transfert de chaleur est assuré principalement par la paroi. Les billes en mouvement se refroidissent au contact de la paroi, puis refroidissent le fluide gazeux au cours de leur agitation. Elles ont pour rôle d'améliorer le transfert de chaleur entre le gaz et la paroi. Tout le flux de chaleur perdu par le gaz est évacué par l'eau de ruissellement sur la surface extérieure du cylindre. Nous n'avons pas trouvé, dans la littérature, d'études expérimentales concernant la condensation dans des cylindres rotatifs.

C H A P I T R E I I

DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Notre condenseur rotatif est prévu pour opérer en continu.

L'ensemble du dispositif expérimental est schématisé sur la figure (33). Nous décrivons successivement :

- le circuit du gaz,
- le saturateur,
- le condenseur rotatif,
- l'analyse de la concentration en vapeur condensable du mélange gazeux.

II - I - CIRCUIT DU GAZ

Le mélange gaz inerte et vapeur condensable est véhiculé en circuit fermé par un compresseur volumique "Roots". Le débit de ce dernier peut être réglé à l'aide d'un by-pass situé entre l'entrée et la sortie du compresseur, et d'un jeu de deux poulies motrices de diamètres différents, ce qui assure au compresseur un débit variant de $1 \text{ m}^3/\text{h.}$ à $100 \text{ m}^3/\text{h.}$ A la sortie du compresseur, le circuit du gaz se subdivise en deux parties, dont l'une conduit au saturateur, l'autre au mélangeur. Le mélangeage de ces deux courants gazeux est réalisé par turbulence dans une canalisation de diamètre intérieur $d = 8 \text{ mm.}$ Les débits de gaz les plus faibles qui nous ont servis dans nos mesures, admettent un nombre de Reynolds $Re = 5\,500$ dans le mélangeur. Le courant gazeux traverse

ensuite le condenseur et est évacué à l'aspiration du compresseur. La mise à l'atmosphère de ce circuit fermé est située entre l'aspiration du compresseur et la sortie du condenseur; il nous permet de vérifier l'étanchéité de l'ensemble. Toutes les canalisations sont chauffées par des résistances chauffantes. Les températures du gaz sont contrôlées en différents points par des thermomètres à mercure. Les débits de gaz, circulant dans le saturateur et celui by-passé, sont contrôlés par des rotamètres. L'ensemble des canalisations est constitué par des tubes de cuivre de 20 mm de diamètre intérieur, entourés de cordon chauffant.

II - 2 - SATURATEUR

La saturation du gaz porteur en vapeur condensable est effectuée par barbotage. Le saturateur est constitué de quatre barboteurs et d'un dévésiculeur (colonne de vigreux). L'ensemble est plongé dans un bain thermostatique dont on peut réguler la température. Afin d'éviter l'entraînement de fines gouttelettes à la sortie du saturateur, malgré la présence du dévésiculeur, on surchauffe les canalisations du gaz jusqu'au mélangeur par rapport à la température du bain thermostatique.

II - 3 - CONDENSEUR

Le condenseur est le cylindre rotatif qui a préalablement été utilisé pour la mesure de la consommation de puissance. Le refroidissement est assuré par ruissellement d'eau sur la surface extérieure du cylindre. Le débit de l'eau de refroidissement est

contrôlé par un rotamètre. On mesure également les températures de l'eau avant et après ruissellement. Ce système de refroidissement est entouré d'une enceinte en chlorure de polyvinyle. L'évacuation du produit condensé est effectuée dans une trémie située à la sortie du condenseur. Un cyclone arrête les fines particules qui auraient pu être entraînées par le gaz. La trémie de sortie est calorifugée par une enceinte d'air chaud dont on contrôle la température. Les températures du gaz à l'entrée et à la sortie sont mesurées par des thermomètres à mercure (voir la figure donnant la coupe du condenseur). La détermination de la température du gaz à la sortie est plus délicate, du fait de la présence de la trémie.

II - 4 - ANALYSE DE LA CONCENTRATION DU GAZ EN VAPEUR CONDENSABLE

Nous distinguerons les deux cas, suivant qu'on opère la condensation de la vapeur d'eau ou de l'anhydride maléique.

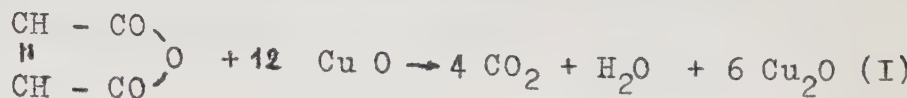
- Mesure de la concentration en vapeur d'eau :

Cette mesure est effectuée en prélevant alternativement une partie du mélange gazeux à l'entrée et à la sortie du condenseur, et en mesurant le taux d'humidité correspondant à l'aide d'un hygromètre à point de rosée. Le débit de gaz prélevé est de 200 à 300 l. par heure.

- Mesure de la concentration en vapeur d'anhydride maléique :

On opère de la même manière deux prélèvements du mélange azote et vapeur d'anhydride maléique alternativement. Ce mélange

passé à travers un tube rempli d'oxyde de cuivre, sous la forme de granules, et chauffé à 600° par un four. En présence de cet oxyde de cuivre chauffé, l'anhydride maléique est oxydé :



La vapeur d'eau est éliminée par passage sur du chlorate de magnésium. La teneur en CO_2 est mesurée à l'aide d'un appareil à infra-rouge, du type "ONERA". On lit directement le pourcentage du mélange en CO_2 sur un enregistreur.

Au préalable, on a établi une courbe d'étalonnage de l'analyseur par gravimétrie, sur de l'amiante sodée et du perchlorate de magnésium.



Connaissant le volume gazeux et la quantité de CO_2 absorbée, on en déduit le pourcentage du gaz carbonique. La courbe d'étalonnage obtenue est représentée sur la figure (34).

Pour vérifier si la réaction de combustion (I) est complète, on fait passer le mélange gazeux, après élimination de la vapeur d'eau, dans un piège à air liquide. L'absence de l'anhydride maléique montre que la réaction est complète. Le débit de chaque prélèvement de gaz est compris entre 40 et 60 l. par heure.

Il est nécessaire, après un certain temps de fonctionnement, d'oxyder à nouveau l'oxyde de cuivre par passage d'un courant d'air. Le temps de fonctionnement du four en réducteur est de trois heures. L'oxyde de cuivre est introduit dans un tube en silice; on peut

ainsi suivre de "visu" le front de la réaction, l'oxyde réduit étant rouge.

D'après l'indication de l'enregistreur à l'aide de la courbe d'étalonnage, on déduit la concentration de CO_2 : X et la concentration initiale en anhydride maléique Y :

$$Y = \frac{98}{28} \cdot 10^{-2} \frac{X}{4-X} \quad \text{en Kg. d'anhydride maléique par Kg. d'azote.}$$

C H A P I T R E I I I

ETUDE EXPERIMENTALE DU TRANSFERT DE MATIERE ET DE CHALEUR

III - I - ETUDE PRELIMINAIRE

Avant d'aborder l'étude expérimentale de la condensation proprement dite, il est nécessaire de définir les différents critères de transfert de matière et de chaleur que nous utiliserons. Tout d'abord, il faut déterminer la température intérieure de la paroi et, pour ce faire, déterminer le coefficient de transfert de chaleur par ruissellement à la paroi.

III - I - I - MESURE DU COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR PAR RUISSELLEMENT A LA PAROI.

Les mesures locales à l'intérieur du condenseur présentent de grandes difficultés; en conséquence, nous nous sommes limités à l'étude des effets globaux de transfert. Tous les calculs effectués se réfèrent aux conditions à la paroi que nous supposons constantes le long du cylindre, du fait du mélangeage provoqué par le mouvement des billes et du refroidissement par ruissellement. Pour définir ces conditions de référence, il faut connaître le coefficient de transfert de chaleur entre l'eau de refroidissement et la paroi du cylindre.

Peu d'études ont été faites sur le transfert de chaleur par ruissellement. Les données publiées dans la littérature (28, 29,

30, 31) ont été obtenus pour des conduites légèrement inclinées qui provoquaient des ondulations du film d'eau. Il s'ensuivait que le coefficient de transmission de chaleur variait avec le débit d'eau comme $(\sqrt{H})^{1/3}$. Le symbole $\sqrt{H}$ représente $\frac{q}{2L}$, q étant le débit d'eau circulant sur une longueur L de chaque tube. Pour une valeur de $\frac{4\sqrt{H}}{\mu}$ inférieure à 2 100, l'équation suivante relie à mieux que $\pm 25\%$ les valeurs obtenues (30) :

$$h = 187 \left(\frac{\sqrt{H}}{De} \right)^{1/3}$$

où h = coefficient de transmission de chaleur en $\text{Kcal./m}^2 \text{ hr.}$

De = Diamètre extérieur du tube, en mètre.

Dans notre étude, non seulement le cylindre n'est pas incliné, mais il est mû d'un mouvement de rotation. Nous avons donc préféré déterminer le coefficient de transmission de chaleur.

- Mesure de h_s : Si l'on désigne par h' le coefficient de transfert de chaleur entre l'eau de ruissellement et la paroi extérieure du cylindre, par la conductibilité thermique de la paroi (en acier inoxydable), le coefficient global (en $\text{Kcal./h.}^\circ\text{C}$) est :

$$\frac{1}{h_s} = \frac{1}{\pi De Z} \left[\frac{Z}{Z' h'} + \frac{De}{2h} \log \frac{De}{Di} \right] \quad (62)$$

avec : Z = longueur du cylindre,
 Z' = longueur du cylindre effectivement arrosée,
 De = diamètre extérieur du cylindre,
 Di = diamètre intérieur.

Pour un flux Φ de chaleur évacuée par l'eau de refroidissement, on peut calculer le coefficient hS si l'on connaît la température T_p de la paroi intérieure.

$$\Phi = hS (T_p - T_e) = Q_c (T_2 - T_1)$$

$$\text{ou } hS (\Delta T)_p = Q_c (\Delta T)_e$$

Q est le débit de l'eau de refroidissement (Kg/hr)

C la chaleur spécifique de l'eau (Kcal/Kg°C)

T_1 et T_2 sont les températures de l'eau avant et après ruissellement en °C.

$$T_e = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Le flux de chaleur est créé par une résistance chauffante (1000 watts) placée à l'intérieur du cylindre suivant son axe. Pour mesurer T_p nous avons introduit dans le condenseur du mercure dans lequel plongeaient deux thermocouples. Au cours de la rotation du cylindre, le mercure glisse sur la paroi et prend donc, au bout d'un certain temps, la température moyenne de la paroi. De plus, les thermocouples sont fixés le plus près possible de la paroi, de façon à éviter le gradient de température dans la mesure. Les résultats expérimentaux sont consignés dans le tableau V. La courbe des variations de hS en fonction de la valeur de rotation est représentée sur la figure (35).

Durant tous les essais expérimentaux de transfert de matière et de chaleur dans le condenseur rotatif, nous avons opéré à un débit constant de l'eau de refroidissement :

$$174 \leq Q \leq 186 \quad \text{kg./hr}$$

afin de se situer dans les conditions dans lesquelles les mesures de hS ont été effectuées.

III - I - 2 - CALCUL DES DIFFERENTS COEFFICIENTS DE TRANSFERT DE MATIERE ET DE CHALEUR

La condensation d'une vapeur, en présence d'un gaz inerte, non condensable, relève de l'action simultanée de deux processus de diffusion :

- diffusion de la vapeur condensable du mélange gazeux vers la paroi froide, où la pression partielle est plus faible;
- diffusion de chaleur du gaz, ce qui provoque un abaissement de température.

III - I - 2 - I - COEFFICIENT DE TRANSFERT DE MATIERE

La migration des molécules d'une vapeur donnée sera d'autant plus importante que la différence entre la pression partielle dans le mélange gazeux et la pression saturante à la paroi sera plus élevée. Le flux de transfert de matière par unité de surface peut s'exprimer par la relation :

$$\Phi_M = K_G (W_G - W_p)$$

où W_G et W_p sont les concentrations de la vapeur dans le mélange gazeux et à la paroi du condenseur.

Soit encore : $-M \, dW_G = K_G \, S (W_G - W_p)$

TABLEAU V

N'	60	89	95	108	113	54	54	60	60	76	140
Q											
g/hr.	177	174	174	177	177	174	174	174	174	174	174
T ₂	23	23,35	23,5	23,55	23,6	23,4	23	23,4	23,2	23,5	23,6
T _I	19,7	19,7	19,75	19,8	19,8	19,8	19,8	19,7	19,7	19,8	19,8
(ΔT) _e	3,3	3,65	3,75	3,8	3,6	3,2	3,7	3,5	3,7	3,8	3,6
T _p	21,35	21,5	21,6	21,67	21,7	21,6	21,4	21,55	21,35	21,65	21,7
T _e	28,7	29	29	29,4	29,4	29,6	29	29,4	29	29,4	29,6
(ΔT) _p	7,35	7,5	7,4	7,5	7,5	7,8	7,4	7,65	7,35	7,55	7,7
h _S	79,4	84,6	88,1	88,5	89,7	80,3	75,2	84,1	82,8	85,2	85,8
N'	89	125	162	46	49	76					
Q	174	174	168	168	168	174					
T ₂	23,4	23,6	23,4	23	23	23,1					
T _I	14,8	19,8	19,4	19,4	19,4	19,4					
(ΔT) _e	3,6	3,8	4,0	3,6	3,6	3,7					
T _h	21,5	21,7	21,4	21,3	21,3	21,25					
T _c	29,5	29,6	29,1	29	28,8	29,4					
(ΔT) _h	8,0	7,7	7,7	7,7	7,5	8,15					
h _S	78,3	85,8	87,2	78,5	80,6	79					

M désigne la masse de gaz inerte contenu dans le condenseur :

$$M = P V E$$

$d^W G$ indique la variation de concentration de la vapeur pendant le temps dt ,

S est la surface de la paroi

$$S = \pi D Z$$

L'intégration de cette expression entre l'entrée et la sortie du condenseur donne :

$$\int_E^S \frac{-d^W G}{W_G - W_P} = \frac{K_G S}{M} \int dt = \frac{K_G S}{M} \cdot \tau$$

où τ est la durée de séjour moyen du gaz dans le condenseur

$$\text{soit } \tau = \frac{Z \Omega E}{G/P}$$

On peut écrire cette expression sous la forme :

$$\tau = \text{Dut} \cdot \text{Nut}.$$

Dut est la durée d'une "unité de transfert"

$$\text{Dut} = \frac{M}{K_G S}$$

Nut est le nombre d'unités de transfert du condenseur, soit en supposant $W_i = \text{constante}$:

$$\text{Nut} = \int_E^S \frac{-d^W G}{W_G - W_P} = \text{Log} \frac{(W_G - W_P)_E}{(W_G - W_P)_S} \quad (63)$$

Ce critère traduit une évaluation de l'efficacité globale du condenseur. On peut encore l'exprimer par la relation

$$\text{Nut} = \frac{\Delta W_E - \Delta W_S}{(\Delta W)_{mp}}$$

où $(\Delta W)_{mP}$ est la moyenne logarithmique de la différence de concentration :

$$(\Delta W)_{mP} = (W_G - W_P)_{ml.} = \frac{(W_G - W_P)_E - (W_G - W_P)_S}{\text{Log } (W_G - W_P)_E / (W_G - W_P)_S}$$

Le coefficient de transfert de matière relatif à la paroi devient :

$$K_G = \frac{G}{S} \text{ Nut} \quad (64)$$

III - I - 2 - 2 - DEFINITION DU COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR

Parallèlement à la diffusion de matière, se produit une diffusion de chaleur. Nous définissons, de même, un coefficient de transfert de chaleur relatif à la paroi du condenseur. Pour plus de généralité dans la définition de ce coefficient, nous ne prendrons en considération, tout d'abord, que le flux de chaleur sensible.

En désignant par U le coefficient de transmission de chaleur, on a :

$$MdH = U S (T_G - T_P) dt$$

$$\text{soit } M c_p dT = U S (T_G - T_P) dt$$

H est, en effet, l'enthalpie du gaz d'où $dH = c_p dT$, en supposant que la chaleur spécifique du gaz est constante dans l'intervalle de température considéré.

Intégrons cette expression différentielle entre l'entrée et la sortie du cylindre, il vient :

$$\int_{E}^S \frac{dT}{-T_p} = \frac{U S}{M c_p} \cdot \tau$$

soit

$$\tau = \frac{M c_p}{U S} \text{Log} \frac{(T_G - T_p)_E}{(T_G - T_p)_S}$$

ce qui est équivalent à :

$$\tau = \frac{M c_p}{U S} \times \frac{(\Delta T)_E - (\Delta T)_S}{(\Delta T)_{ml}} S$$

où $(\Delta T)_{ml}$ désigne la moyenne logarithmique de la différence de température :

$$(\Delta T)_{ml} = \frac{(\Delta T)_E - (\Delta T)_S}{\text{Log} \frac{(\Delta T)_E}{(\Delta T)_S}}$$

On tire finalement l'expression de U :

$$U = \frac{G c_p (\Delta T)_E - \Delta T_S}{S (\Delta T)_{ml}}$$

ou :

$$U = \frac{G (H_E - H_S)}{S (\Delta T)_{ml}} \quad (65)$$

Quand il y a condensation, l'expression de U est la même, mais l'enthalpie considérée diffère :

$$H = L_o W + (c_a + c_v W) T$$

où L_p est la chaleur latente de condensation de la vapeur considérée, W et c_v la concentration et la chaleur spécifique de la vapeur c_a est la chaleur spécifique du gaz inerte, T la température.

III - 2 - RESULTATS EXPERIMENTAUX

On distinguera, tout d'abord, l'étude de la condensation de la vapeur d'eau en présence d'air, puis la désublimation de la vapeur d'anhydride maléique en présence d'azote.

III - 2 - I - CONDENSATION DE LA VAPEUR D'EAU

Cette étude pourrait sembler être en marge du but auquel est destiné notre condenseur, à savoir : condenser une vapeur à l'état solide en continu. Cependant, elle s'avérerait très utile, car elle nous a permis de nous familiariser avec le fonctionnement du condenseur et d'étudier ses caractéristiques dans le cas simple où le condensat étant liquide, il n'y a pas de colmatage possible des billes.

Dans ce qui suit, nous décrivons les techniques de mesures utilisées, puis nous présentons les résultats obtenus.

III - 2 - I - I - TECHNIQUES DE MESURES

On distinguera les différentes mesures effectuées, puis la précision obtenue dans la détermination des différents critères de transfert.

III - 2 - I - I - I - MESURES DES CONCENTRATIONS EN VAPEUR D'EAU ET DES TEMPERATURES DU GAZ

Les mesures de concentration du mélange gazeux en vapeur d'eau à l'entrée et à la sortie du condenseur, sont réalisées à

l'aide d'un hygromètre à point de rosée. Les prélèvements du gaz correspondant sont situés, d'une part, après le mélangeur (avant l'entrée du condenseur), d'autre part, à la sortie du surpresseur. En chacun de ces points, la surpression du gaz est suffisante pour acheminer une très faible partie du mélange gazeux à l'hygromètre (ce débit est de 200 à 300 l. par heure).

Les déterminations de la température du gaz sont effectuées à l'aide de thermomètres à mercure. La mesure de la température à la sortie du condenseur est plus délicate. Nous avons disposé trois thermomètres à la sortie du condenseur, deux à l'intérieur de la trémie, et un autre thermomètre dans l'axe du cyclone. L'enceinte d'air qui calorifuge la trémie est maintenue à une température légèrement supérieure à celle indiquée par les deux thermomètres de la trémie, pendant la mise en équilibre du condenseur. Quand la température de sortie du gaz ne varie plus, cet équilibre est atteint; on ajuste la température de l'enceinte d'air à celle de la trémie. Le cyclone est, lui aussi, calorifugé. A l'équilibre, les températures du gaz dans la trémie et dans le cyclone sont pratiquement confondues.

Afin d'accélérer la mise en équilibre de tout l'ensemble de l'appareillage, on introduit préalablement de l'eau dans le condenseur. En effet, le condenseur a une rétention d'eau importante (de l'ordre de 200 cm^3 au maximum). Malgré cette adduction d'eau préalable, la mise en équilibre nécessite un temps très long (deux heures en moyenne).

III - 2 - I - I - 2 - CAICUL DE T_p

Le flux de chaleur perdu par le gaz dans le condenseur est aisément calculable si on connaît son humidité, sa température, et le débit d'air.

$$\dot{Q} = G \Delta H = G (H_E - H_S)$$

$$H_E = 595 W_E + [c_a + c_v W_E] T_E$$

L'expression $c_a + c_v W_E$ est la capacité calorifique massique de l'air humide à pression constante, soit encore

$$H_E = 595 W_E + (0,24 + 0,47 W_E) T_E$$

de même

$$H_S = 595 W_S + (0,24 + 0,47 W_S) T_S$$

Ce flux de chaleur est transféré à la paroi, et évacué par l'eau de refroidissement :

$$G \Delta H = Q_c (T_2 - T_I) = hS (T_p - T_e)$$

La surface de ruissellement ne recouvre pas entièrement la paroi extérieure du condenseur, l'égalité précédente n'est donc pas rigoureuse. Il s'ensuit que l'on calcule ainsi deux températures de paroi T_p :

$$T_{pI} = \frac{G \Delta H}{hS} + T_e$$

et

$$T_{p2} = \frac{Q_c (T_2 - T_I)}{hS} + T_e$$

L'écart de ces deux températures de T_p est toutefois négligeable. ($\Delta T_p \sim 0,3^\circ\text{C}$ au maximum).

Connaissant la température de la paroi, que nous supposons constante le long du cylindre, on peut calculer le nombre d'unités de transfert :

$$\text{Nut} = \text{Log} \frac{(W_G - W_p) E}{(W_G - W_p) S}$$

où W_p est la concentration saturante de vapeur d'eau dans l'air à la température T_p . Pour calculer W_p on se sert du diagramme de l'air humide de VERON et CASARI.

De même, on obtient le coefficient de transfert de chaleur :

$$U = \frac{G \Delta H}{S (\Delta T)_{ml}}$$

III - 2 - I - I - 3 - PRECISION OBTENUE SUR LA DETERMINATION DE CES DIFFERENTS CRITERES

L'erreur commise sur l'évaluation de ces différents critères n'est pas simple, et varie pour chaque point expérimental suivant le débit, les températures et les concentrations mesurées. Nous l'avons calculée pour deux essais correspondant aux valeurs extrêmes des débits utilisés :

$$G = 13,6 \text{ kg/hr. et } G = 7,18 \text{ kg/hr.}$$

$$\text{et des taux de remplissage : } X = 0,74 \text{ et } X = 0,4$$

$$\text{et une vitesse de rotation : } N = 110 \text{ tours/minute}$$

Ces points expérimentaux correspondent respectivement au maximum et au minimum d'efficacité du condenseur.

De l'expression $k_G = \frac{G}{S} \cdot \text{Log} \frac{\Delta W_E}{\Delta W_S} = \frac{G}{S} \cdot \text{Nut} .$

où $\Delta W_E = (W_G - W_p)_E$

et $\Delta W_S = (W_G - W_p)_S$

on tire :

$$\left| \frac{d(K_G)}{K_G} \right| \leq \left| \frac{d(G)}{G} \right| + \left| \frac{d(S)}{S} \right| + \left| \frac{d(\text{Nut})}{\text{Nut}} \right|$$

Le symbole $d(X)$ représente l'erreur absolue appréciée dans le calcul de X et $D(X)$ l'erreur absolue attachée à la mesure de la grandeur de X .

On a négligé l'erreur commise sur l'évaluation de la surface S de la paroi.

Soit : $\left| \frac{D(K_G)}{K_G} \right| \leq \left| \frac{D(G)}{G} \right| + \left| \frac{D(\text{Nut})}{\text{Nut}} \right|$

Nombre d'unité de transfert

Explicitons l'erreur relative susceptible d'être commise sur la détermination du nombre d'unité de transfert Nut .

$$\frac{D(\text{Nut})}{\text{Nut}} = \left[\frac{D(W_E) + D(W_p)}{W_E - W_p} - \frac{D(W_E) + D(W_p)}{W_S - W_p} \right] \frac{1}{\text{Log} \frac{\Delta W_E}{\Delta W_S}}$$

Il est difficile d'estimer l'erreur commise sur la mesure de la température de la paroi; nous avons pris $D(T_p) \leq 1^\circ\text{C}$, ce qui entraîne une erreur sur la concentration W_p : $D(W_p) \leq 6,6 \cdot 10^{-4}$

Par contre, la détermination du point de rosée est plus

précise $|D(T)| \leq 0,2^{\circ}\text{C}$

soit $|D(W_G)| \leq 3 \cdot 10^{-4}$

En effectuant les calculs d'après les points expérimentaux que nous avons précisés ci-dessus, on trouve pour le débit

$$G = 13,6 \text{ kg/hr}$$

$$\left| \frac{D(Nut)}{Nut} \right| \leq 16,5 \%$$

pour le débit $G = 7,18 \text{ kg/hr}$.

$$\left| \frac{D(Nut)}{Nut} \right| \leq 20,4 \%$$

Les valeurs correspondantes pour $X = 0,4$ sont successivement :

$$\left| \frac{D(Nut)}{Nut} \right| \leq 9,5 \%$$

et $\left| \frac{D(Nut)}{Nut} \right| \leq 10,4 \%$

Il s'avère que l'erreur commise sur la détermination du nombre d'unité de transfert est comprise entre 9 et 20 %.

Coefficient de transfert de matière

L'approximation avec laquelle la détermination du coefficient de transfert de matière K_G est effectuée pour ces points expérimentaux est :

$$\left| \frac{D(K_G)}{K_G} \right| \leq \left| \frac{D(Nut)}{Nut} \right| + \left| \frac{D(G)}{G} \right| = \left| \frac{D(Nut)}{Nut} \right| + 0,05$$

Soit respectivement :

$$\left| \frac{D(K_G)}{K_G} \right| \leq 21,5 \% ; 25,4 \% ; 14,5 \% \text{ et } 15,4 \%$$

On en déduit que l'erreur qui affecte le coefficient K_G , suivant les points expérimentaux, est comprise entre 14 et 25 %.

Coefficient de transfert de chaleur

Ce coefficient est défini par la relation :

$$U = \frac{G \Delta H}{S (\Delta T)_{mP}}$$

De cette expression, on tire comme précédemment :

$$\left| \frac{d(U)}{U} \right| \leq \left| \frac{d(G)}{G} \right| + \left| \frac{d(\Delta H)}{\Delta H} \right| + \left| \frac{d(S)}{S} \right| + \left| \frac{d(\Delta T)_{mP}}{(\Delta T)_{mP}} \right|$$

$$\text{où } |d(\Delta H)| \leq |d(H_E)| + |d(H_S)|$$

soit

$$dH = 595 dW + 0,47 T dW + (0,24 + 0,47 W) dT$$

Les erreurs absolues attachées aux calculs de l'enthalpie à l'entrée et à la sortie du condenseur sont différentes; la précision obtenue pour la détermination des températures correspondantes sont, en effet, différentes :

$$|D(T_E)| \leq 0,2^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad |D(T_S)| \leq 1^\circ\text{C}$$

Explicitons l'erreur relative qui entache la moyenne logarithmique de la différence de température $(\Delta T)_{mP}$

$$\frac{d(\Delta T)_{mP}}{(\Delta T)_{mP}} \leq \left[\frac{dT_E + dT_P}{T_E - T_P} - \frac{dT_S + dT_P}{T_S - T_P} \right] \frac{1}{\text{Log} \frac{T_E - T_P}{T_S - T_P}}$$

Pour les points expérimentaux extrêmes, on a :

$$X = 0,74 \quad G = 13,6 \text{ kg/hr.} \quad \left| \frac{D(U)}{U} \right| \leq 25 \%$$

$$X = 0,74 \quad G = 7,18 \text{ kg/hr.} \quad \left| \frac{D(U)}{U} \right| \leq 22 \%$$

$$X = 0,4 \quad G = 13,6 \text{ kg/hr.} \quad \left| \frac{D(U)}{U} \right| \leq 27 \%$$

$$X = 0,4 \quad G = 7,18 \text{ kg/hr.} \quad \left| \frac{D(U)}{U} \right| \leq 24 \%$$

L'erreur relative qui affecte la détermination de U est donc comprise entre 22 % et 27 %.

La précision obtenue par nos différents résultats est médiocre. Celle-ci est due, principalement, à l'imprécision qui entache la détermination de la température de la paroi T_p et la température de sortie T_s .

III - 2 - I - 2 - RESULTATS OBTENUS

Le fonctionnement du condenseur dépend de nombreux paramètres :

la vitesse de rotation N , le degré de remplissage X , le débit d'air G , le débit de l'eau de refroidissement Q , ainsi que sa température T_2 , la température du mélange gazeux à l'entrée du condenseur T_E , la concentration en vapeur d'eau W_E , les caractéristiques géométriques du condenseur, et du garnissage. L'influence de chacun de ces paramètres implique une étude trop vaste que nous ne pouvons réaliser. Nous n'avons fait varier que les paramètres les plus importants, à savoir : la vitesse de rotation N et le degré de remplissage X . De plus, nous avons opéré avec deux

sortes de garnissage, des billes en acier inoxydable de diamètre 6 mm. d'une part, et 4 mm. d'autre part, pour deux débits gazeux ($G = 13,6$ kg/hr. et $G = 7,18$ kg/hr.).

La température et la concentration en vapeur d'eau du mélange gazeux à l'entrée du condenseur, sont maintenues constantes pour tous les essais effectués ($W_E = 2,41 \cdot 10^{-2}$ kg de vapeur d'eau par Kg. d'air sec et $T_E = 57^\circ\text{C}$). Les variations de la température de l'eau de refroidissement, avant ruissellement, qu'il est difficile de régler, sont comprises entre 18 et 21°C .

Pour les billes de diamètre $d_p = 6$ mm., nous avons opéré à des degrés de remplissage :

$X = 0,4 : 0,55 : 0,64 : 0,69 ; 0,74 ; 0,85$ et 1.

En ce qui concerne les billes de diamètre 4 mm., les essais ont été réalisés pour :

$X = 0,4 ; 0,55 ; 0,64$ et 0,74.

La vitesse de rotation du cylindre est comprise entre 40 et 250/tours minute.

L'ensemble de ces résultats expérimentaux est rassemblé dans l'annexe II.

Nous examinerons successivement : l'influence de la vitesse de rotation, du degré de remplissage, du diamètre des billes et du débit gazeux.

III - 2 - I - 2 - I - INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROTATION

La présence d'eau, obtenue par condensation de la vapeur, augmente le glissement des billes entre elles et sur la paroi. Il est nécessaire d'opérer à des taux de remplissage élevés ($X > 0,69$) pour obtenir la centrifugation des billes aux vitesses de rotation admises.

Pour les degrés de remplissage inférieurs, l'état de mouvement de la charge en fonction de la vitesse de rotation reste pratiquement constant (état de cascade et cataracte). Le refroidissement du mélange gazeux a lieu principalement dans la zone de roulement des billes et à la surface libre du cylindre.

Lorsque l'état de cataracte commence, le transfert a lieu aussi avec les billes projetées dans l'espace. Nous constatons ainsi que le transfert augmente légèrement avec la vitesse de rotation.

Lorsque le degré de remplissage est suffisamment élevé pour diminuer le glissement, la dynamique de la charge passe progressivement par les différents états de mouvements que nous avons décrits au Chapitre III de la Première Partie.

Le transfert évolue également avec la vitesse de rotation; il augmente jusqu'à la centrifugation. A l'état de saturation, la surface de refroidissement constituée par la paroi du cylindre, d'une part, et les billes "fluidisées" mécaniquement, d'autre part, est maximale. De plus, l'agitation des billes améliore le transfert de chaleur billes-paroi.

Les courbes de la figure (36) représentent les variations du nombre d'unité de transfert, précédemment défini, en fonction de N' .

Les variations du coefficient de transfert de matière K_G sont directement proportionnelles à celles de Nut . Les courbes de la figure (37) représentent les variations de U .

III - 2 - I - 2 - 2 - INFLUENCE DU DEGRE DE REMPLISSAGE

Pour un état de mouvement donné de la charge dans le condenseur, la section de passage offerte au gaz diminue pour des valeurs croissantes du degré de remplissage et, par suite, la turbulence du gaz augmente. Par contre, pour les états de cascade et de cataracte la résistance de transfert de chaleur, à travers le lit de billes augmente, c'est-à-dire que la température des billes, en cascade, en contact avec le gaz, sera supérieure pour les taux de remplissage élevés. Ces deux actions contraires, d'une part la turbulence du gaz, d'autre part la résistance créée par le lit de billes, font qu'il y ait un degré de remplissage inférieur à $X = 1$ qui correspond au meilleur fonctionnement du condenseur. Dans notre étude, il semble se situer au voisinage de $X = 0,74$ (fig.38).

III - 2 - I - 2 - 3 - INFLUENCE DU DIAMETRE DES BILLES

Les résultats expérimentaux représentés sur les courbes (37) et (39) montrent que le diamètre des billes a une influence minime sur l'efficacité du transfert (et non une augmentation de l'efficacité avec l'aire spécifique comme on pourrait le penser).

On peut tenter d'expliquer le transfert par deux mécanismes :

- d'une part, le transfert de chaleur du gaz à la paroi libre qui n'est pas altérée par les billes.

- d'autre part, le refroidissement par le lit de billes en agitation. Le refroidissement du gaz s'effectue, tout d'abord, par diffusion à l'interface des billes, puis par conduction thermique à travers le lit de billes. L'eau de rétention qui enrobe les billes améliore le transfert de chaleur par conduction. De même, la résistance du transfert de chaleur de la paroi aux billes par conduction thermique est sensiblement diminuée. On comprend, dès lors, que l'efficacité du condenseur :

$$Nut = \text{Log} \left(\frac{(W_G - W_p)E}{(W_G - W_p)_S} \right)$$

ne soit que très faiblement altérée par une différence de diamètre des billes du garnissage, l'eau de rétention jouant un rôle prépondérant sur le mécanisme de transfert de chaleur à l'intérieur du lit de billes.

La rétention du cylindre en eau condensée est comprise entre 100 et 170 cm³ selon le degré de remplissage et la vitesse de rotation du cylindre. Pour pouvoir analyser l'influence des deux sortes de garnissage utilisées, il faudrait pouvoir mesurer cette rétention avec précision. Or, durant nos essais, nous avons obtenu sensiblement les mêmes valeurs de rétention, ou, du moins, l'imprécision de nos mesures ne nous permettait pas de les différencier.

III - 2 - I - 2 - 4 - INFLUENCE DU DEBIT GAZEUX

Nous avons opéré avec deux débits différents $G = 13,6$ kg/hr. et $G = 7,18$ kg/hr.

L'efficacité, ou le nombre d'unité de transfert, est supérieure pour le débit le plus faible; par contre, les coefficients de transfert de matière K_G et de chaleur U augmentent légèrement avec le débit. Toutefois, il est difficile de tirer une conclusion à partir de deux points expérimentaux.

C O N C L U S I O N

Cette étude de la condensation de la vapeur d'eau, en présence d'air dans le condenseur rotatif, témoigne de la complexité du phénomène de transfert de chaleur et, par suite, du transfert de matière. On peut considérer que le mécanisme fondamental de transfert relève de trois processus :

- le transfert de chaleur entre le gaz et la paroi par convection,
- le transfert de chaleur entre le gaz et le garnissage également par convection,
- le transfert de chaleur par conduction thermique à travers le garnissage. Ce dernier est amélioré par la présence de l'eau de rétention.

Les deux premiers processus de transfert prendront d'autant plus d'importance que la turbulence du gaz sera plus élevée, soit en augmentant le degré de remplissage et le débit de gaz. Le

troisième sera, par contre, d'autant plus faible que le degré de remplissage sera plus important.

De plus, il faut ajouter que le transfert entre le gaz et le garnissage dépend également de la température du garnissage et est donc liée au troisième processus.

Il est, par suite, difficile d'analyser l'importance de chacun de ces mécanismes séparément; pour le moins, cette analyse implique une étude beaucoup plus vaste que celle que nous avons entreprise. Elle nécessite l'étude de l'influence du débit et des différents paramètres dans une gamme plus étendue que celle à laquelle nous nous sommes limités.

III - 2 - 2 - CONDENSATION DE L'ANHYDRIDE MALEIQUE EN PRESENCE D'AZOTE

Parmi tous les solides sublimables entre 0 et 100°C, nous avons choisi l'anhydride maléique à cause de sa volatilité et son point de fusion relativement bas + 53°C. Ceci permet d'opérer à une température relativement basse (70°C), ce qui facilite les problèmes de calorifugeage. De plus, de consistance plus dure que le para-dichlorobenzène et le naphtalène, il se broye plus aisément.

Par contre, ce corps est hygroscopique et présente des risques d'explosivité en présence d'air (limite d'inflammation en volume 1,4 et 7,1 %). C'est la raison pour laquelle nous avons préféré opérer en présence d'azote.

Nous décrirons successivement les techniques de mesures utilisées et les résultats expérimentaux obtenus.

III - 2 - 2 - I - TECHNIQUES DE MESURES

III - 2 - 2 - I - I - MESURES DES CONCENTRATIONS ET DES TEMPERATURES DU MELANGE GAZEUX

Le principe des manipulations est le même que celui utilisé pour la condensation de la vapeur d'eau, à l'exception de l'analyseur. La concentration en vapeur d'anhydride maléique est obtenue par réduction de l'oxyde de cuivre dans un four à 600°C. La mesure du pourcentage de CO₂ obtenu est effectuée par un analyseur à "Infra-rouge". Le calcul des concentrations en vapeur d'anhydride maléique dans l'azote découle de la mesure du pourcentage de CO₂, x :

$$W = \frac{98}{28} 10^{-2} \frac{x}{4 - x} \quad \text{en kg d'anhydride maléique par kg d'azote}$$

Pour calculer la concentration de vapeur d'anhydride maléique correspondant à la pression saturante, à la température de la paroi, on a déterminé la relation qui relie la pression de vapeur à la température à partir des résultats expérimentaux de WINSTROM et KULP (32).

A partir de l'équation de CLAPEYRON qui relie la pression de vapeur à la température et à la chaleur de vaporisation :

$$\frac{d p}{p T} = \frac{L_s}{(V_g - V_s) T}$$

et en supposant que la vapeur obéit à la loi des gaz parfaits, on tire :

$$\frac{d p}{p} = \frac{L_s}{R} \frac{dT}{T^2}$$

soit $\text{Log } p = - \frac{L_S}{RT} + A$

ou, après calcul :

$$\log p = 37,77 - \frac{11.940,6}{T \text{ (°K)}}$$

Il s'ensuit que la concentration à la température $T = 273 + T_p$ s'écrit :

$$W_p = \frac{98}{28} \frac{(37,77 - \frac{11.940,6}{T})}{760 - e^{(37,77 - \frac{11.940,6}{T})}}$$

III - 2 - 2 - I - 2 - PRECISION OBTENUE POUR LA DETERMINATION DES DIFFERENTS CRITERES

L'erreur relative qui affecte le nombre d'unité de transfert s'exprime, comme dans le cas de la condensation de la vapeur d'eau :

$$\frac{D(Nut)}{Nut} \leq \left[\frac{D(W_E) + D(W_p)}{W_E - W_p} - \frac{D(W_G) + D(W_n)}{W_S - W_p} \right] \text{Log} \frac{I}{\frac{W_E - W_p}{W_S - W_p}}$$

Pour évaluer cette imprécision, nous la calculons pour les points situés aux deux extrémités de la gamme des débits d'azote, soit : $G = 2,35 \text{ kg/hr.}$ et $G = 13,2 \text{ kg/hr.}$ pour un taux de remplissage $X = 0,65$.

On trouve respectivement :

$$\left| \frac{D(Nut)}{Nut} \right| \leq 5 \% \quad \text{et} \quad \left| \frac{D(Nut)}{Nut} \right| \leq 6 \%$$

On en déduit aisément que l'erreur commise sur le coefficient

de transfert de matière :

$$\left| \frac{D (K_G)}{K_G} \right| \leq \left| \frac{D (G)}{G} \right| + \left| \frac{D (N_{ut})}{N_{ut}} \right|$$

Pour les manipulations correspondant aux deux extrémités des débits :

$$\left| \frac{D (K_G)}{K_G} \right| \leq 10 \% \quad \text{et} \quad \left| \frac{D (K_G)}{K_G} \right| \leq 11 \%$$

l'imprécision qui entache le coefficient de transfert de chaleur s'exprime par la relation :

$$\left| \frac{D (U)}{U} \right| \leq \left| \frac{D (G)}{G} \right| + \left| \frac{D (\Delta H)}{\Delta H} \right| + \left| \frac{D (\Delta T)_{mP}}{(\Delta T)_{mP}} \right|$$

On trouve que, pour les plus faibles débits de gaz

$$\left| \frac{D (U)}{U} \right| \leq 13 \%$$

et pour les plus grands débits

$$\left| \frac{D (U)}{U} \right| \leq 14 \%$$

La précision des mesures effectuées est meilleure que celles qui correspondent à la condensation de la vapeur d'eau.

III - 2 - 2 - 2 - RESULTATS OBTENUS

Parmi les nombreux paramètres dont dépend le fonctionnement du condenseur, nous avons fait varier seulement la vitesse de rotation N' , le degré de remplissage X , le débit du gaz G , et la température à l'entrée du condenseur T_E . La température de l'eau de refroidissement, avant ruissellement, varie entre 10 et 13°C.

Le débit correspondant est constant, $Q = 180 \text{ L/hr}$. La concentration de vapeur condensable à l'entrée est maintenue constante :
 $W_E = 7,37 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/kg d'azote}$.

L'ensemble des résultats obtenus est rassemblé sous forme de tableaux à l'annexe IV. Nous avons également exprimé le degré de condensation $S = \frac{W_E - W_S}{W_E}$ et le rendement volumique du condenseur. $r = \frac{G (W_E - W_S)}{V}$ (en Kg de vapeur condensée par unité de volume du condenseur).

Nous examinerons successivement l'influence de ces différents paramètres.

III - 2 - 2 - 2 - I - INFLUENCE DE LA VITESSE DE ROTATION

Pour étudier l'influence de ce paramètre, nous avons fixé les conditions opératoires du condenseur :

$$W_E = 7,37 \cdot 10^{-3} \text{ Kg d'anhydride maléique par kg d'azote,}$$

$$T_E = 64^\circ\text{C}$$

$$G = 6,7 \text{ Kg d'azote par heure.}$$

Pour un degré de remplissage donné, nous n'avons pas décelé de fluctuations sensibles de l'efficacité de condensation en fonction de la vitesse de rotation. Toutefois, la "zone" de fonctionnement du condenseur est réduite. Il faut que l'état de mouvement des billes dans le cylindre soit suffisamment turbulent pour que "l'effet" de broyage ne soit pas négligeable. Aux faibles vitesses de rotation (état de cascade) l'agitation des billes est trop

faible pour éliminer le condensat déposé sur la paroi, et les billes elles-mêmes finissent par se colmater.

De même, à l'état de précentrifugation, lorsque la première couche de billes est centrifugée, le solide condensé se dépose sur cette couche de billes. Le transfert de chaleur, par rapport à la paroi, diminue en fonction du temps.

Il est donc nécessaire de communiquer au condenseur une vitesse de rotation qui soit suffisante pour que l'effet de broyage ne soit pas négligeable, mais qui reste toutefois inférieur à l'état de précentrifugation. Les états de mouvement correspondant au meilleur fonctionnement d'un tel condenseur sont :

- l'état de cataracte,
- l'état d'équilibre,
- l'état de saturation,

soit 60 tours-minute $\leq N' \leq$ 118 tours-minute.

Il est à remarquer que la présence de condensat solide diminue le glissement des billes sur la paroi du cylindre. Pour un degré de remplissage de $X = 0,4$, la centrifugation est progressive : la première couche se centrifuge pour $N' = 140$ tours-minute au lieu de 292 dans le cas de la charge de boulets seule, sans matériau à broyer.

Les courbes des figures (39) et (40) représentent les variations des différents critères Nut et U , en fonction de la vitesse de rotation N' .

III - 2 - 2 - 2 - 2 - INFLUENCE DU DEGRE DE REMPLISSAGE

Les conditions de température T_E , de concentration W_E et de débit G , sont les mêmes que précédemment. Nous avons été amenés à réduire les limites de variations du degré de remplissage. En effet, pour les faibles taux de remplissage, l'entraînement par le courant gazeux des fines particules solides condensées rend les mesures expérimentales très difficiles. La canalisation joignant la trémie de sortie au cyclone s'obstrue très vite, ce qui provoque des surpressions et des variations de débit gazeux. Pour les taux de remplissage élevés ($X \gg 0,6$) le garnissage, constitué par le lit de billes, joue le rôle de filtre et limite l'entraînement de ces fines particules par le gaz.

Nous avons vu, au début de ce mémoire, au Chapitre consacré à l'analyse des travaux antérieurs, que, d'une façon générale, pour tous les appareils utilisés pour la condensation d'une vapeur à l'état solide, on note des difficultés causées par l'entraînement de ces particules très fines. Celles-ci peuvent provenir, d'une part, de la condensation par nucléation homogène au sein de la phase gazeuse, d'autre part, d'un entraînement mécanique par le courant gazeux des germes solides formés par nucléation hétérogène.

Pour un débit et une vitesse de rotation constants, un accroissement du degré de remplissage crée une augmentation de la turbulence du gaz, et donc diminue la condensation par nucléation homogène, tout en augmentant la densité du lit de billes, et par là même, son importance en tant que filtre.

Dans les limites de variation de X que nous avons utilisées ($0,4 \leq X \leq 0,9$), on observe un faible accroissement de l'efficacité en fonction de X .

Pour $X = 0,4$, l'entraînement des particules fines par le gaz est encore important. Par contre, pour le taux de remplissage $X = 0,9$, nous avons noté un faible entartrage des parois, ce qui laisserait supposer que le broyage n'est pas suffisamment important pour $X > 0,9$.

On peut donc conclure que les meilleures conditions de fonctionnement du condenseur correspondent à des valeurs de X :

$$0,5 \leq X \leq 0,85$$

III - 2 - 2 - 2 - 3 - INFLUENCE DU DEBIT GAZEUX

Nous avons fait varier les débits gazeux de 2,35 Kg/hr à 13,2 Kg/hr, pour un taux de remplissage constant $X = 0,65$, une température et une concentration à l'entrée du condenseur $T_E = 64^\circ\text{C}$. et $W_E = 7,37 \cdot 10^{-3}$ Kg de vapeur d'anhydride maléique par Kg d'azote. L'efficacité de transfert de matière diminue quand le débit du gaz augmente. Par contre, les coefficients de transfert de matière K_G et de chaleur U augmentent avec le débit.

Les variations de Nut et U sont représentées sur les figures (41) et (42).

III - 2 - 2 - 2 - 4 - INFLUENCE DE LA TEMPERATURE

Nous avons fait varier la température du mélange gazeux à

l'entrée du condenseur dans un domaine assez limité :

$$55 \leq T \leq 70^{\circ}\text{C}.$$

Les autres paramètres sont constants ($G = 6,7 \text{ kg/hr}$, $W_E = 7,37 \cdot 10^{-3}$, $N' = 93 \text{ tr.mn}^{-1}$ et $X = 0,65$).

L'efficacité, ou le nombre d'unité de transfert, augmente lorsque la température à l'entrée du condenseur diminue. Le coefficient de transfert de matière K_G qui est directement proportionnel à Nut , subit les mêmes variations tandis que le coefficient de transfert de chaleur U reste pratiquement constant.

Pour une température à la paroi pratiquement constante, la transmission de chaleur par convection à la paroi comprend, d'une part, la chaleur sensible perdue par le gaz, puis la chaleur de condensation. Quand le gaz est à une température plus faible, le flux de chaleur dissipé, sous forme de chaleur sensible, est plus faible, le mélange gazeux atteint plus rapidement la température de saturation, d'où une augmentation de l'efficacité de condensation.

Les courbes des figures (43) et (44) montrent les variations de Nut et U en fonction de la température d'entrée T_E .

C O N C L U S I O N .

D'après cette étude, on constate que le coefficient de transfert de chaleur, relatif à la paroi, U et le coefficient de transfert de matière K_G sont nettement moins importants que dans le cas de la condensation de la vapeur d'eau. Dans les tableaux en annexe III et IV, on pourra comparer les différentes valeurs expérimentales obtenues dans les deux cas. Le coefficient de transmission de chaleur U est environ dix fois plus faible pour la désublimation de l'anhydride maléique, tandis que le coefficient de transfert de matière K_G est environ trois fois plus faible.

Ceci provient du fait que la transmission de chaleur par conduction à travers le garnissage est nettement plus faible; d'une part, le lit de billes est sec, et, d'autre part, les billes sont légèrement enrobées de poudre fine formée par le condensat solide. Il s'ensuit, le garnissage étant à une température plus élevée, que le refroidissement du gaz par les billes en mouvement, est moindre. Le mécanisme de transfert de chaleur est dû principalement à la transmission par convection du gaz à la paroi.

Les coefficients de transfert de chaleur U et de transfert de matière K_G augmentent donc principalement avec la turbulence du gaz, soit en augmentant le degré de remplissage pour un débit donné, soit en opérant avec des débits plus importants pour un taux de remplissage constant. Par contre, l'augmentation des débits de gaz diminue l'efficacité, ou le nombre d'unité de transfert. De plus,

il faut respecter certaines conditions de broyage pour éviter l'entartrage du condenseur. D'après nos essais expérimentaux, les conditions dynamiques les plus favorables sont :

$$60 \leq N' \leq 110$$

$$0,5 \leq X \leq 0,85$$

Une étude quantitative de l'influence des différents paramètres n'est pas simple; elle nécessiterait une étude plus détaillée et plus vaste; il faudrait augmenter la précision des mesures et le nombre des expériences.

L'amélioration de la précision des mesures est difficilement réalisable à l'échelle de laboratoire. Les dimensions du condenseur sont trop réduites, ce qui entraîne des effets de bouts importants. On pourrait évaluer l'importance de ces effets de bouts en opérant avec des condenseurs de longueur variable.

QUATRIEME PARTIE

DISCUSSION DES RESULTATS

Dans les deux Parties précédentes, nous avons présenté et commenté les résultats expérimentaux obtenus, d'une part, pour l'étude de la dynamique de la charge dans le cylindre rotatif, d'autre part, pour l'étude de transfert de chaleur et de matière dans le condenseur. Il nous reste maintenant à analyser ces résultats pour en tirer des renseignements sur le fonctionnement du "désublimeur".

Nous définirons un critère général permettant de comparer les différents échangeurs dans un premier Chapitre.

La discussion des résultats obtenus par notre condenseur occupera un second Chapitre.

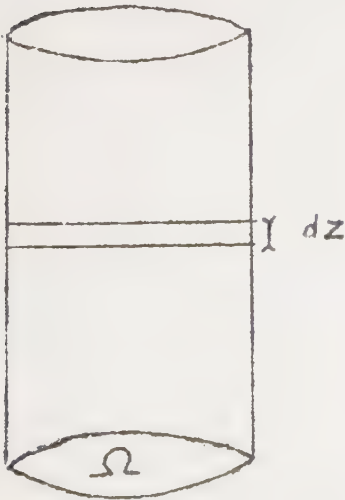
C H A P I T R E I

EFFICACITE ENERGETIQUE DES ECHANGEURS

Il serait intéressant, pour pouvoir comparer différents échangeurs, de définir un critère général d'efficacité exprimant le rapport entre la puissance gagnée sous forme de flux de chaleur ou de flux de matière, et la puissance perdue sous forme de perte de charge ou de puissance mécanique quelconque.

I - I - DEFINITION DE L'EFFICACITE ENERGETIQUE

Considérons un échangeur de chaleur quelconque, et pour plus de simplicité nous l'assimilerons à un tube cylindrique de section Ω et de longueur Z , sans préciser si le tube est vide ou s'il contient un garnissage fixe ou fluidisé.



Considérons un fluide qui échange de la chaleur avec les parois de cet échangeur qu'il traverse.

Entre l'entrée et la sortie du fluide, la perte d'énergie calorifique est :

$$\Phi = J \, Q \quad (H_0 - H_z)$$

La perte d'énergie mécanique du fluide est : $W = Q (P_o - P_z)$

Mais il pourra y avoir en plus une dissipation d'énergie mécanique indépendante d'agitation s'il s'agit d'un agitateur ou d'un cylindre rotatif : nous désignerons par W_m ce terme.

Par définition, nous appelons efficacité énergétique de l'échangeur le rapport :

$$E = \frac{J. Q. \rho. \Delta H.}{Q \Delta P + W_m} \quad (66)$$

C'est le rapport entre l'énergie calorifique transférée à la paroi et l'énergie mécanique dégradée dans l'échangeur.

En réalité, il s'agit d'un rapport de "puissance" et non d'énergie, puisque Q désigne le débit du fluide en m^3/sec et H s'exprime en $kcalories/kg$; J est l'équivalent mécanique de la calorie. L'expression $J. Q. \rho \Delta H$ équivaut donc à des watts. Il en est de même de $Q. \Delta P$.

Dans le cas particulier où $W_m = 0$, c'est-à-dire où il n'y a que la perte de charge du fluide en écoulement qui intervient dans l'expression de l'énergie mécanique dégradée, l'efficacité énergétique se simplifie :

$$E = \frac{J. \rho. \Delta H.}{\Delta P}$$

Le numérateur et le dénominateur étant tous deux exprimés en joules/ m^3 ou en Pascals.

I - I - I - EXPRESSION DE L'ENERGIE CALORIFIQUE

Explicitons le terme $\Delta H = H_o - H_Z$ en fonction du nombre d'unité de transfert Nut . Le bilan de chaleur dans une tranche mince dZ de l'échangeur s'écrit :

$$- Q C_p \rho dT = U (T - T_S) dS$$

U désigne le coefficient de transmission de chaleur du fluide à la paroi, dS est la surface d'échange et ρ la masse spécifique de fluide.

$$\text{soit} \quad - \frac{dT}{T - T_S} = \frac{U dS}{Q C_p \rho}$$

En intégrant cette expression entre l'entrée et la sortie de l'échangeur, en supposant que la température T_S est constante, on a :

$$S = \frac{Q C_p \rho}{U} \int_{T_Z}^{T_o} \frac{dT}{T - T_S}$$

$$\text{soit} \quad S = \frac{Q C_p \rho}{U} \text{Log} \frac{(T - T_S)_o}{(T - T_S)_Z} = \frac{Q C_p \rho}{U} (Nut)_\theta$$

$$\text{où} \quad (Nut)_\theta = \frac{S U}{Q C_p \rho} = \text{Log} \frac{(T - T_S)_o}{(T - T_S)_Z}$$

De cette expression on tire :

$$\frac{(T - T_S)_Z}{(T - T_S)_o} = \exp. (- Nut)$$

D'où :

$$\begin{aligned} H_o - H_Z &= C_p \rho (T_o - T_Z) \\ &= C_p \rho (T - T_S)_o \left[1 - \exp. (-N_{ut}) \right] \end{aligned}$$

Or, le terme $C_p \rho (T_o - T_S)$ est la valeur maximale que pourrait prendre $(H_o - H_Z)$ au bout d'un nombre infini d'unité de transfert.

Nous écrivons :

$$H_o - H_Z = (H_o - H_S) \left[1 - \exp. (-N_{ut}) \right]$$

ou mieux :

$$\Delta H = \Delta H_{\max.} \left[1 - \exp. (-N_{ut}) \right] \quad (67)$$

Remarquons que, dans un échangeur cylindrique, le nombre d'unité de transfert est en général proportionnel à la longueur du cylindre (sauf les effets de bouts), soit :

$$N_{ut} = \frac{Z}{H_{ut.}}$$

avec

$$H_{ut} = \frac{Q C_p \rho Z}{U S} \times \frac{\Omega}{\Omega} = \frac{Q C_p \rho V}{U S \Omega}$$

ou

$$H_{ut} = \frac{U_m C_p \rho}{U s} \quad (68)$$

U_m est la vitesse linéaire du fluide dans le cylindre vide,

$s = \frac{S}{V}$ est la surface spécifique d'échange.

I - I - 2 - ENERGIE MECANIQUE DEGRADEE

L'énergie mécanique dissipée dans l'échangeur comprend, d'une part, la perte de charge, et, d'autre part, l'énergie mécanique

d'agitation.

- La perte de charge du fluide est proportionnelle à la longueur de l'échangeur :

$$\Delta P = \Delta P_o . Z.$$

où ΔP_o est la résistance unitaire

- L'énergie mécanique d'agitation est également proportionnelle à la longueur, soit :

$$W_m = W_{m0} Z$$

W_{m0} est l'énergie mécanique pour faire tourner un cylindre de I m de longueur, soit dans notre cas :

$$P = 1,3 \quad g \quad D^3 \quad N \quad (X - X^2) \quad Z$$

Pour une vitesse de rotation donnée, un degré de remplissage fixe et un diamètre déterminé :

$$P = K . Z$$

I - II - 3 - OPTIMISATION DU RENDEMENT ENERGETIQUE

Nous pouvons chercher à optimiser le rendement énergétique d'un échangeur en maximisant la fonction :

$$E = \frac{J . \rho . Q . \Delta H_{\max} . \left[1 - \exp. - \left(\frac{Z}{H_{ut}} \right) \right]}{(Q . \Delta P_o + W_{m0}) Z} \quad (69)$$

Le numérateur est la fonction exponentielle classique et le dénominateur est une droite. Il est évident que E est une fonction constamment décroissante, son maximum correspond à $Z = 0$ (fig.45).

Deux grandeurs nous semblent intéressantes :

- la longueur Z au bout de laquelle l'efficacité énergétique tombe à la valeur unité;
- la valeur initiale de E , soit le rapport des tangentes initiales :

$$E_i = \frac{J \cdot \rho \cdot Q \cdot \Delta H_{\max.}}{(Q \cdot \Delta P_o + W_{mo}) \text{ Hut}}$$

Explicitons cette expression :

$$\Delta H_{\max.} = C_p \rho (T_o - T_s)$$

$$\text{et Hut} = \frac{Q C_p \rho}{U_s \Omega}$$

d'où

$$E_i = \frac{J \cdot \rho \cdot Q C_p \rho (T_o - T_s) \cdot U_s \Omega}{Q \Delta P_o + W_{mo} \cdot Q C_p \rho}$$

soit

$$E_i = \frac{J \cdot \rho \cdot s \cdot \Omega \cdot U (T_o - T_s)}{Q \Delta P_o + W_{mo}} \quad (70)$$

- Remarque :

- Etude d'un cas particulier important.

Supposons qu'un fluide incompressible obéisse à l'analogie de CHILTON et COLBURN (avec $W_{mo} = 0$), nous avons alors la relation fondamentale :

$$(N_{ut})_0 (Pr)^{2/3} = E_u.$$

où Pr désigne le nombre de PRANDTL :

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda}$$

et Eu le nombre d'Euler :

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho U_m^2}$$

Nous allons donc écrire :

$$E = \frac{J \cdot \rho \cdot Q \cdot \Delta H_{\max.}}{Q \rho U_m^2 \cdot \frac{Pr^{2/3}}{Nut} \cdot Nut} \left[(1 - \exp.(-Nut)) \right]$$

soit

$$E = \frac{J \cdot \rho \cdot \Delta H_{\max.}}{\rho U_m^2 \cdot \frac{Pr^{2/3}}{Nut} \cdot Nut} \left[(1 - \exp.(-Nut)) \right] \quad (72)$$

et la valeur initiale est donc :

$$E_i = \frac{J \cdot \rho \cdot \Delta H_{\max.}}{\rho U_m^2 \cdot Pr^{2/3}} \quad (73)$$

I - 2 - DETERMINATION DE L'EFFICACITE ENERGETIQUE DE DIFFERENTS ECHANGEURS

Il est intéressant de déterminer les efficacités énergétiques de différents échangeurs de chaleur et de les comparer entre eux.

I - 2 - I - EFFICACITE ENERGETIQUE DU CONDENSEUR ROTATIF

Pour évaluer cette efficacité, nous avons fixé les conditions de fonctionnement suivantes du condenseur rotatif :

$$X = 0,7$$

$$T_o = T_E = 64^\circ C. \quad \text{et} \quad T_S = 11^\circ C.$$

$$N' = 80 \text{ tours/minute}$$

$$G = 6,7 \text{ kg/heure}$$

On en déduit que la puissance consommée est :

$$P = 1,3 \rho g D^3 N (X - X^2) Z$$

soit $P = 4I Z$

$$\Delta H_{\text{maximum}} = 64, - K - \text{joule/kg. d'azote}$$

L'efficacité énergétique devient, en négligeant la puissance dissipée par le fluide sous forme de perte de charge :

$$E = \frac{I20 [I - \exp. (-2,26 Z)]}{4I Z} \quad (71)$$

La valeur initiale E_i est :

$$E_i = 6,6$$

Il est également intéressant de déterminer la longueur Z du cylindre qui correspond à une efficacité $E = I$.

On a, dans ce cas, l'égalité :

$$4I Z = I20 [I - \exp. (-2,26 Z)]$$

On trouve la valeur

$$Z = 2,92$$

Dans le cas particulier où $Z = 0,15$, on a $E = 5,65$

Sur la figure (45) on a représenté les courbes de l'efficacité énergétique $E = f(Z)$, ainsi que les courbes $\frac{\Delta H}{\Delta H_{\text{max.}}}$ et

$\frac{P}{\Delta H_{\text{max.}}}$ en fonction de Z , $\frac{\Delta H}{\Delta H_{\text{max.}}}$ est l'efficacité du

transfert de chaleur.

Afin de représenter l'intersection de cette courbe par la courbe de Puissance mécanique consommée, nous avons reproduit celle-ci en coordonnées réduites : $\frac{P}{\Delta H_{\text{max.}}}$. Le point

d'intersection de ces deux courbes correspond à $E = 1$.

A l'aide de ces courbes, on peut aisément déterminer la longueur du cylindre, tous les autres paramètres étant constants, qui confère une efficacité énergétique E et une efficacité de transfert de chaleur $\frac{\Delta H}{\Delta H_{\max}}$ que l'on désire obtenir.

Il est intéressant de comparer le condenseur rotatif à d'autres échangeurs connus. Pour ce faire, nous calculerons l'efficacité énergétique de ces échangeurs dans les mêmes conditions de débit et pour les mêmes caractéristiques géométriques.

I - 2 - 2 - CYLINDRE VIDE

Évaluons l'efficacité énergétique d'un échangeur constitué par un cylindre vide refroidi extérieurement. Afin d'établir une comparaison avec le condenseur rotatif, nous prendrons les mêmes conditions de débit et de température du gaz, soit :

$$G = 6,7 \text{ Kg/heure}$$

$$T_S = 11^\circ\text{C}.$$

$$T_E = 64^\circ\text{C}.$$

Le régime d'écoulement du fluide dans le cylindre vide est laminaire ($Re = 920$ à l'entrée).

Le coefficient de transmission de chaleur, dans ce cas, est donné par l'équation empirique (33;34) :

$$\frac{U D}{\lambda} = 1,75 \left(\frac{G C_p}{\lambda Z} \right)^{1/3}$$

De cette équation on tire :

$$U = 2,5 \text{ Keal/heure m}^2\text{°C}$$

La perte de charge dans le cylindre est très faible

$$\Delta P = \Delta P_o \cdot Z = 4,14 \cdot 10^{-4} Z$$

L'efficacité énergétique

$$E = \frac{J \cdot P \cdot \Delta H_{\text{max.}} \left[1 - \exp. \left(- \frac{Z}{H_{\text{ut}}} \right) \right]}{\Delta P_o \cdot Z}$$

$$E = \frac{67,10^3 \left[1 - \exp. \left(- 0,636 Z \right) \right]}{4,14 \cdot 10^{-4} Z} \quad (74)$$

Pour avoir une idée de l'ordre de grandeur de E, nous le calculerons dans les deux cas suivants : à l'origine et pour Z = 0,15 m.

$$E_i = \frac{J \cdot P \cdot \Delta H_{\text{max.}}}{\Delta P_o \cdot H_{\text{ut.}}}$$

$$\text{soit } E_i = 10,3 \cdot 10^4$$

$$\text{Pour } Z = 0,15 \text{ m. on a } E = 9,7 \cdot 10^7$$

Ces valeurs sont nettement plus importantes que celles relatives au cylindre rotatif.

I - 2 - 3 - LIT FIXE

Lorsque l'échangeur est constitué d'un cylindre garni d'un empilage, le flux d'énergie calorifique transféré sera plus important que dans le cas du cylindre vide, tandis que la perte de

charge du fluide à travers le garnissage sera, par contre, plus élevée.

LEVA (35, 36, 37, 38) présente les résultats d'un grand nombre d'expériences de transmission calorifique, dans un lit fixe, suivant la formule :

$$\frac{U}{\lambda} \frac{D}{\lambda} = 3,5 \left(\frac{dp \cdot G}{\mu} \right)^{0,7} \cdot e^{-4,6 \frac{dp}{D}}$$

L'air se refroidit en traversant une colonne garnie d'une grande variété d'empilages. Dans les conditions de débit que nous avons fixé ($G = 6,7$ Kg/heure) on trouve :

$$U = 5,2 \text{ Keal/heure m}^2 \text{ } ^\circ \text{ c.}$$

On suppose que le garnissage est constitué de billes sphériques.

La perte de charge du fluide, en traversant le lit fixe, peut être calculée à partir de l'équation d'ERGUN :

$$\frac{\Delta P}{L} = k_K \mu U_m s_g^2 \frac{(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3} + k_B \rho U_m^2 s_g \frac{1-\epsilon}{\epsilon^3}$$

ou k_K est la constante de KOZENY

k_B est la constante de BURKE-PLUMER

et s_g est l'aire spécifique d'une bille

soit encore :

$$\frac{\Delta P}{L} = 150 \mu \cdot U_m \frac{(1-\epsilon)^2}{d_p^2 \epsilon^3} + 1,75 \rho U_m^2 \frac{1-\epsilon}{d_p \epsilon^3}$$

Le régime d'écoulement du gaz dans le lit fixe est turbulent pour $Re > 10$.

Dans les conditions opératoires que nous avons choisies :

$$R_e = \frac{U_m}{\mu} \frac{d_p}{\rho} = 40,5$$

Après calcul, la perte de charge du fluide dans le cylindre s'écrit :

$$\Delta P = \Delta P_o \cdot Z = 130 \cdot Z.$$

et l'efficacité énergétique correspondante :

$$E = \frac{67 \cdot 10^3}{130 \cdot Z} [1 - \exp. (-1,33 Z)] \quad (75)$$

La valeur initiale E_i est :

$$E_i = 675$$

pour $Z = 0,15$ $E = 650$.

Dans le tableau VI ci-dessous, nous avons rassemblé les valeurs des coefficients de transfert de chaleur et de perte de charge de ces différents échangeurs.

$G = 6,7 \text{ Kg/hr}$	fluide	U Keal/h m ²	P watts	E
cylindre rotatif ($x = 0,7$ $N=80 \text{ trmn}^{-1}$ $z = 0,15$ $D=0,136 \text{ M.}$)	azote + vapeur d'anhydride	3,25	6,15	5,65
même cylindre $G = 7,18 \text{ kg/heure}$	Air + vapeur d'eau	95,5	6,15	28
cylindre vide	azote	2,5	$6,2 \cdot 10^{-5}$	$2,7 \cdot 10^7$
lit fixe	azote	5,2	0,036	650

C H A P I T R E I I

DISCUSSION D E S R E S U L T A T S

L'efficacité énergétique de notre condenseur rotatif, comparativement aux autres échangeurs de chaleur, est nettement inférieure. Cette différence provient de la puissance mécanique consommée par la charge des corps broyants. Par contre, le coefficient de transmission de chaleur, et donc le flux d'énergie calorifique échangé, est plus important.

Toutefois, cette comparaison appelle quelques réserves par son manque de rigueur quant à la forme du mécanisme de transmission de chaleur, et quant au fond, qui est l'objet et le but du condenseur rotatif, à savoir : de pouvoir opérer en continu.

II - I - Critique de la comparaison établie : mécanisme de transmission de chaleur.

Dans les développements mathématiques de la définition de l'efficacité énergétique, et dans le calcul de cette efficacité pour les lits fixes et le cylindre vide, nous n'avons tenu compte que du flux de chaleur sensible. Par contre, pour le calcul de E dans le cas du condenseur rotatif, le flux de chaleur comprend, d'une part, le flux de chaleur sensible et le flux de chaleur de condensation. Pour le mélange gazeux : azote, anhydride maléique,

le flux de chaleur dû à la condensation est faible; il cause une erreur maximale, pour H maximum, de 10 %. Par contre, la présence d'un léger film de condensat solide sur le garnissage et sur la paroi du condenseur, limite le flux de chaleur sensible, par convection, du gaz. Nous pouvons donc considérer que l'influence du flux de condensation n'augmente que très faiblement le flux total d'échange de chaleur.

De plus, dans cette étude comparative, nous avons choisi un débit gazeux constant de 6,7 kg/hr. Dans le cas du cylindre vide, le régime d'écoulement du gaz est laminaire; dans une opération industrielle, cela est difficilement concevable.

Pour le mélange gazeux air-vapeur d'eau, l'apport du flux de condensation au flux total est nettement plus important et met en défaut la comparaison établie.

II - 2 - Mode de fonctionnement des échangeurs.

Il est clair que si l'efficacité énergétique du condenseur rotatif, telle que nous l'avons établie, est inférieure à celles obtenues pour les deux autres types d'échangeurs considérés, par contre, le fonctionnement en continu, la récupération du produit condensé sous forme d'une poudre, l'entraînement moins important d'une poussière fine difficile à récupérer, offrent un avantage difficile à évaluer. La condensation de la vapeur d'anhydride maléique, dans un lit fixe ou dans un échangeur tubulaire, nécessite une opération annexe pour récupérer le condensat solide déposé.

Il nous est impossible, par le manque de données de la littérature, d'évaluer les pertes d'énergie qu'engendrait cette opération annexe. Nous avons vu, dans la première partie de ce mémoire, que dans les échangeurs tubulaires, le produit condensé obtenu après le cycle de fusion, nécessite parfois un broyage subséquent. Il est sans conteste que, dans ce cas, le "condenseur rotatif à boulets", offre des avantages appréciables.

- C O N C L U S I O N -
 =====

De cette étude il ressort que le "condenseur rotatif à boulets" peut fonctionner comme désublimeur, en continu, dans les conditions de degré de remplissage et de vitesse de rotation que nous avons précisées.

En opérant à sec, la transmission de chaleur s'effectue principalement par convection du gaz à la paroi, tandis que la présence de l'eau de rétention, dans le cas particulier de la condensation de la vapeur d'eau, favorisait la transmission de chaleur par conduction à travers le garnissage.

Le cylindre rotatif, que nous avons utilisé pour ces essais à l'échelle de laboratoire, présente des effets de bout qu'il est difficile d'évaluer, et qui risque de masquer l'évolution des processus de transfert en fonction des différents paramètres. Une étude plus rigoureuse nécessiterait des longueurs variables du cylindre, afin de préciser l'importance de ces effets de bout.

Nous pensons qu'il est possible d'améliorer les performances de ce condenseur en modifiant ses caractéristiques géométriques. Tout d'abord, la longueur du cylindre effectivement arrosée n'est que de 11 cm, soit un rapport $\frac{Z}{D}$ 0,81. On peut donc augmenter la longueur du cylindre, pour le diamètre considéré.

Pour un appareil industriel, afin d'augmenter la turbulence du garnissage, et donc de favoriser le transfert de chaleur, on

pourrait disposer sur la paroi intérieure du cylindre des ailettes en hélice. On pourrait également mettre des "épingles" de refroidissement à l'intérieur du condenseur.

Il apparaît ainsi que notre travail se présente comme une étude préliminaire dans un domaine d'investigation qui est encore pratiquement inexploré.



REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- (1) CIBOROWSKI J. et SURGIEWICZ J.
chemia stosowana I, 337, (1961)
- (2) CIBOROWSKI J.
chemia stosowana 4., 401, (1958)
- (3) CIBOROWSKI J. et SURGIEWICZ J.
Przem. chem. 40, n°II p.646 (1961)
- (4) MARGULIEZ Z., CZARNOTAT., BORECKI A.
Sprawozdanie wewnetrzne Icho, Warszawa (1958)
- (5) CIBOROWSKI J. et WROWSKIS
chem. Stosowana, 5, P.337 (1959)
- (6) RILEY H.L.
chem. and Ind., 15, p.360 (1956)
- (7) BARTON E.
US. Pat. 2, 583, 013 Jan.22, (1952)
- (8) RILEY H.L. et coll.
US. Patent 2, 955, 07 oct. II, (1960)
- (9) CIBOROWSKI J. et STEPLEWSKI B.
Przem. chem., 38, p.359 (1959)
- (10) HOLYNEUX F.
Ind. chem., 36, p.505-508 (1960)
- (11) LEWIS W.K.
U.S. Pat. 2, 607, 440 Aug.19, (1952)
- (12) PATTERSON J.A.
U.S. Pat. 2, 692, 657, oct.26 (1954)
- (13) RONCO et collab. Génie chimique
Vol. 88 n°4. p.108 (1962)
- (14) RONCO et collab. Génie chimique
Vol. 91 n°4. p.110 (1964)
- (15) DAVIS
trans. amer. Inst. Mining Mét. Eng. 61, 250 (1919)
- (16) VON STEIGER R.
Zement. 18, 1106 (1929)
- (17) JOISEL et A. BIREBENT
Publication technique n°51 du Centre d'Etudes et de
Recherches de l'industrie des Liants Hydrauliques
197, Bd.St-Germain, Paris (7°) (1952)

- (18) UKKI
International Mineral Dressing Congress, communication
tion I, 3 Stockholm (1957)
- (19) ROSE & SULLIVAN
"A treatise on the internal Mechanics of Ball, rods and
tube mills.", Constable (London) (1957)
- (20) HALBART et FREYMON
Rock Produits 60, n°5, p.157 (1957)
- (21) PRUTTOW, C.F., MILLER, C.O, et SCHUETTE, W.H.
Trans.Amer. Inst. chem. Engrs., 38, 123, (1942)
38, 251, (1942)
- (22) MILLER, C.O, SMITH, B.A. et SCHUETTE W.H.
Trans.Amer. Inst. chem. Engrs., 38, 851 (1942)
- (23) SAEMAN, W.C. et MITCHELL, T.R.
chem. Engng. Progr., 50, 467 (1954)
- (24) SAEMAN, W.C.
chem. Engng. Progr., 58, 49 (1962)
- (25) MISKELL F. et MARSHALL W.R.
chem. Engng. Progr. 52, 35 (1956)
- (26) PORTER S.J.
Trans.Instn.chem.Engrs., 41, 272, 280 (1963)
- (27) FRIEDMAN S.J. et MARSHALL W.K.
chem. Engng. Progr., 45, 482 (1949)
45, 573 (1949)
- (28) ADAMS, F.W., BROUGHTON, G. et CONN, A.L.,
Ind. Eng. chem., 28, 537-541 (1936)
- (29) THOMSON, A.K.G.,
J. Soc. chem. Ind. 56, 380 T - 384 T (1937)
- (30) Mc ADAMS, W.H., DREW T.B, et BAYS G.S.,
Jr.Trans. ASME, 62, 627,631 (1940)
- (31) BAYS, G.S., et W.H. Mc ADAMS,
Ind. Eng. chem. 29, 1240-1246 (1937)
- (32) WINSTROM, L.O., et KULP, L.
Ind. Eng. chem. 41, 2584 (1949)
- (33) DREW, T.B., HOTTEL H.C. et Mc ADAMS W.H.
Trans.Am.Inst.chem.Engrs. 32, 271-305 (1936)
Chem.Eng.Congr.World Power Congr.London, 3, 713-745 (1936)

(34) Mc ADAMS

"Heat transmission" Mc Grow-Hill Book Company, Inc.
New-York, p.231 (1954)

(35) SINGER E. et WILHELM R.H.

chem. Eng. Progr. 46, 343 (1950)

(36) LEVA, M.

Ind. Eng. chem. 39, 857 (1947)

(37) LEVA, M. et GRUMMER H.

Ind. Eng. chem. 40, 415 (1948)

(38) LEVA, M., WEINTRAUB, M., et CLARK, E.L.

Ind. Eng. chem., 40, 747 (1948)

DEUXIEME THESE

=====

Proposition donnée par la Faculté :

DECOMPOSITION CATALYTIQUE DU MONOXIDE
DE CARBONE.

Vu et approuvé

NANCY, le

1965.

Le Doyen de la Faculté des Sciences

M. AUBRY

Vu et permis d'imprimer

NANCY, le

1965.

Le Recteur de l'Académie de NANCY
Président du Conseil d'Université,

P. IMBS.

